



Universidad
Carlos III de Madrid

Máster Universitario en Ingeniería de Máquinas y Transportes

Curso 2014 – 2015

Trabajo Fin de Máster

Análisis técnico de la optimización de los sistemas de tracción-fijación en monorraíles suspendidos

Autor: Jorge Yunta Ramírez

Tutor: Daniel Fernández Caballero

23 de junio de 2015. Campus de Leganés

Palabras clave: monorraíl suspendido, optimización, alternativa de diseño, MEF.

Resumen: Optimización de los sistemas de tracción y fijación en monorraíles suspendidos basados en metodologías de desarrollo de producto mediante diseño conceptual y herramientas de diseño mecánico de detalle como es el CAD-CAM-CAE o el MEF.





*A mi familia, que me ha dado
cuanto he necesitado para
finalizar el Trabajo Fin de Máster.*

*A Marta, por su generosidad y
apoyo en todo momento.*

Resumen

Los medios de transporte son un punto clave del desarrollo de los países y de la interconexión de las poblaciones, por lo que la mejora continua de los mismos supone una obligación a la par que un reto.

El medio de transporte seleccionado para su mejora es el monorraíl, en el que un solo carril sirve como vía para el transporte de carga o pasajeros. En la mayoría de los casos el monorraíl circula en suspensión, pero también puede hacerlo a nivel del suelo o por túneles. Es, por tanto, un medio de transporte que ofrece múltiples posibilidades, por el propio concepto y por tratarse de un medio de transporte eficiente, limpio y seguro.

En el presente Trabajo Fin de Máster se recoge el desarrollo del diseño de una propuesta de optimización del sistema de tracción y fijación de los sistemas de monorraíl existentes así como la viabilidad técnica de la misma.

En el primer capítulo del documento se realiza un análisis de los sistemas de monorraíl existentes, desde los monorraíles que circulan en suspensión hasta los monorraíles que circulan sobre una vía, incluyendo los magnéticos.

Una vez analizados los principales sistemas de monorraíl se ha llevado a cabo un análisis técnico comparativo de dichos sistemas para la cuantificación de los mismos, evaluando los puntos fuertes y débiles de cada uno para compilar lo mejor de cada uno en el diseño conceptual del sistema a desarrollar.

Definida la idea del sistema a desarrollar, se detallan los parámetros básicos del sistema y las características del mismo a lo largo del Capítulo 4, incluyendo los elementos comerciales seleccionados para satisfacer las especificaciones propuestas.

En los capítulos 5 y 6 se modela y optimiza el sistema de tracción-fijación del modelo, sometiénolo a distintas situaciones de carga límites para analizar posteriormente los resultados obtenidos.

Con el modelo optimizado y definido, se describe un posible proceso de fabricación y montaje así como las principales tareas de mantenimiento a realizar.

En los últimos capítulos se realiza el modelado en AutoCAD y se obtienen los planos del modelo desarrollado a lo largo del Trabajo.

Abstract

The means of transportation are a key point in the development of countries and the population interconnection, so the continuous improvement of them involves an obligation and a challenge as well.

The means of transport selected for improvement is the monorail, which serves as a single rail track to transport cargo or passengers. In most cases the monorail drives around suspension, but can drive at ground level or tunnels. It is therefore a means of transport that offers multiple possibilities, because of the concept itself and because it is an efficient, safe and clean transportation mean.

In this Master's Thesis is collected the development of the design of an optimization proposal of the existing traction and fixing systems of the monorail as well as the technical feasibility.

In the first chapter of the document an analysis of existing monorail system is carried out from the suspended, not suspended and magnetic monorails.

After analyzing the main monorail system it has been carried out a comparative technical analysis of such systems to quantify them, assessing the strengths and weaknesses of each point to compile the best of each one in the conceptual design of the system to be developed.

Once defined the system idea to develop, the basic parameters of the system and its characteristics are detailed throughout the Chapter 4, including commercial elements selected to meet the specifications proposed.

In chapters 5 and 6 the traction-fixing system model are modeled and optimized, subjecting it to various loading limited conditions and then analyzing the results.

With the optimized and defined model, a possible process of manufacture and assembly is described as well as major maintenance work to be performed.

In the last chapters the modeling is done by AutoCAD, and the planes of the model are obtained throughout the Master's Thesis development.



Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento a la Universidad Carlos III de Madrid, por haberme dado la oportunidad de formarme en el Máster en Ingeniería de Máquinas y Transportes.

También quiero agradecer a mi tutor del Trabajo Fin de Máster, D. Daniel Fernández Caballero, por su inestimable ayuda e implicación para desarrollar con éxito, y de la forma más completa posible, el presente documento.

Por último, quiero mostrar mi agradecimiento a Marta Jiménez Valdés, excompañera de estudios, que ha cooperado en la realización del presente Trabajo Fin de Máster.

A todos ellos mi gratitud.

Índice

Resumen	iv
Abstract.....	v
Agradecimientos.....	vi
Índice	vii
I. Índice de figuras	x
II. Índice de tablas	xiv
III. Nomenclatura	xv
1. Memoria inicial. Objetivos, marco y alcance	1
1.1 Introducción	1
1.2 Alcance del Trabajo.....	2
1.3 Historia de los monorraíles suspendidos.....	2
2. Análisis técnico-comparativo de los sistemas existentes.....	10
2.1 Estado del arte. Modelos existentes de monorraíl.....	10
2.1.1 Monorraíles montados sobre una viga	11
2.1.2 Monorraíles suspendidos	21
2.1.3 Monorraíles magnéticos.....	27
2.2 Análisis comparativo conjunto de los sistemas existentes.....	28
2.3 Instalaciones en funcionamiento.....	29
2.4 Diseños futuros	33
2.4.1 Sky Train Corporation (STC)	33
2.4.2 Aerorail	33
2.4.3 SemiMaglev Urbanaut.....	34
2.4.4 Personal Rapid Transit - PRT	35
2.4.5 Monorraíles híbridos.....	36
3. Diseño conceptual.....	38
3.1 Comparación cualitativa y cuantitativa de los sistemas existentes	38
3.1.1 Análisis cualitativo	38
3.1.2 Análisis cuantitativo	42
3.2 Selección del sistema a desarrollar/optimizar	44
3.3 Disertación sobre el tipo de rueda y las alternativas de diseño	45
3.3.1 Alternativas de diseño	46

4. Ingeniería de detalle	49
4.1 Capacidad del sistema a desarrollar	49
4.2 Masa del sistema a desarrollar.....	51
4.3 Esfuerzo tractor necesario.....	52
4.3.1 Rampa máxima	53
4.4 Disposición del sistema de tracción.....	55
4.5 Selección de motores	57
4.6 Selección de reductoras.....	59
4.7 Cálculo del diámetro del eje.....	62
4.7.1 Estimación de cargas.....	62
4.7.2 Estimación del diámetro del árbol.....	63
4.7.3 Determinación del radio de acuerdo.....	67
4.7.4 Estudio de fatiga.....	68
4.8 Selección de rodamientos	75
4.8.1 Disposición de rodamientos	77
4.8.2 Estimación de la flecha máxima del árbol.....	79
4.9 Selección de los acoplamientos.....	85
5. Modelado y análisis	87
5.1 Introducción al método de los elementos finitos	87
5.2 Introducción a Abaqus.....	87
5.2.1 Tipo de elemento	88
5.3 Esquema de diseño y modelado en Abaqus	88
5.3.1 Modelado de los elementos principales.....	89
5.3.2 Modelado de la estructura.....	91
5.3.3 Materiales utilizados	92
5.3.4 Pernos de anclaje	94
5.3.5 Estados de carga.....	95
5.3.6 Optimización del modelo	100
5.4 Comprobación del coeficiente de seguridad	110
5.5 Desalineaciones en uniones principales.....	110
5.6 Cálculo de la resistencia del cordón de soldadura.....	111
6. Análisis y resultados	115
6.1 Análisis con pasajeros distribuidos uniformemente	115
6.2 Análisis con pasajeros a una banda del coche	116
6.3 Análisis térmico	118



6.4 Análisis con fuerza de viento lateral	118
6.5 Análisis dinámico	120
7. Fabricación y montaje	122
7.1 Proceso de fabricación.....	122
7.2 Proceso de montaje.....	123
8. Mantenimiento.....	125
8.1 Diseño orientado a la mantenibilidad.....	125
8.2 Plan de mantenimiento	127
9. Modelado del sistema	129
9.1 Modelado del sistema optimizado	129
9.2 Modelado completo del coche	131
9.2 Modelado de la infraestructura.....	132
10. Posibles emplazamientos	137
11. Líneas futuras de desarrollo.....	140
12. Conclusiones	141
Bibliografía	143
Anexos	148

I. Índice de figuras

Figura 1. Sistema de Palmer (3).....	3
Figura 2. Enos Electric Railway.....	4
Figura 3. Wuppertal Schwebebahn.	4
Figura 4. Esquema del sistema de doble pestaña (5).....	5
Figura 5. Dresden Schwebebahn (6).....	5
Figura 6. Bennie Railplane (9).....	6
Figura 7. Esquema del sistema de apoyo del Skyway Monorail.....	7
Figura 8. Skyway Monorail en el Estado de Texas (10).....	7
Figura 9. Ueno Zoo.	8
Figura 10. Sistema SAFEGE (12).....	8
Figura 11. Sistema de AMF (14).....	9
Figura 12. Esquema general de los modelos existentes de monorraíl (15).....	10
Figura 13. Sistema ALWEG (16).	11
Figura 14. Infraestructura del sistema ALWEG.	11
Figura 15. Disposición de las ruedas del sistema ALWEG.....	12
Figura 16. Bogie del sistema ALWEG.....	12
Figura 17. Diseño de Bombardier basado en el sistema ALWEG (18).....	13
Figura 18. Esquema general del monorraíl de Scomi Rail.....	15
Figura 25. Bogie de Scomi Rail.	15
Figura 20. Sistema de "T" invertida propuesto en la <i>World's Fair</i> de 1962.....	16
Figura 21. Disposición de las ruedas del Eurotren Monoviga.....	17
Figura 22. Monorraíl Urbanaut (20).	18
Figura 23. Disposición de las ruedas del sistema Urbanaut (21).	18
Figura 24. Bogie del sistema Urbanaut (22).	19
Figura 25. Patente de Lucien Chadenson's del sistema SAFEGE (1959) (13).	21
Figura 26. Representación del monorraíl de SAFEGE (24).....	21
Figura 27. Monorraíl de Siemens H-Bahn (27).....	23
Figura 28. Bogie del Wuppertal Schwebebahn (30).....	25
Figura 29. Vista de perfil y alzado del sistema con doble pestaña (30).	25
Figura 30. Sistema con doble pestaña y un motor por cada bogie (32).....	26
Figura 31. Monorraíl Transrapid (35).....	28
Figura 32. Porcentaje de instalaciones de monorraíl por continente.....	29
Figura 33. Instalaciones de monorraíl en Asia.....	30
Figura 34. Instalaciones de monorraíl en Europa.....	31
Figura 35. Instalaciones de monorraíl en América.....	31
Figura 36. Proyectos futuros de monorraíl por países.	32
Figura 37. Sistema STC.	33
Figura 38. Sistema Aerorai (37).....	33
Figura 39. Infraestructura del sistema Aerorail.	34
Figura 40. Esquema general del sistema SemiMaglev Urbanaut (21).	34
Figura 41. Patente del sistema PRT (39).....	35
Figura 42. Sistema de apoyo del monorraíl System 21 Monobeam.....	36
Figura 43. Prototipo del System 21 Monobeam.	36

Figura 44. Sistema People Cargo Mover.	37
Figura 45. Alternativas de diseño en función del tipo de rueda.	46
Figura 46. Problemática rueda de acero con doble conicidad.	47
Figura 47. Esquema de trabajo del Capítulo 4.	49
Figura 48. Distribución general del coche.	50
Figura 49. Puntos característicos de la curva de esfuerzo tractor.	52
Figura 50. Esquema básico con vía en rampa.	53
Figura 51. Ángulo de la rampa máxima en función de la velocidad.	54
Figura 52. Esquema básico con un motor por bogie.	56
Figura 53. Esquema básico con dos motores por bogie.	56
Figura 54. Esquema general de diseño.	57
Figura 55. Motor Siemens 1LG4.	58
Figura 56. Características técnicas del motor.	58
Figura 57. Esquema de diseño del motor.	59
Figura 58. Principales dimensiones del motor.	59
Figura 59. Reductora Siemens FLENDER SIP.	60
Figura 60. Selección de la reductora.	61
Figura 61. Esquema de diseño de la reductora.	61
Figura 63. Esquema del acoplamiento de la reductora.	62
Figura 63. Diagrama de fuerzas que afectan al árbol.	64
Figura 64. Momentos que afectan al árbol.	65
Figura 65. Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores.	66
Figura 66. Dimensiones del árbol.	68
Figura 67. Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.	71
Figura 68. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes (50).	71
Figura 69. Diagrama tensión-número de ciclos.	74
Figura 70. Tipo de ciclo en función del número de ciclos.	74
Figura 71. Rodamiento SKF seleccionado.	75
Figura 72. Características y dimensiones del rodamiento.	76
Figura 73. Soportes de pie SKF SNL.	76
Figura 74. Despiece del soporte del rodamiento.	77
Figura 75. Eje de máquina industrial sin rodamientos externos.	77
Figura 76. Bogie de Siemens sin rodamientos externos (55).	78
Figura 77. Bogie de Bombardier sin rodamientos externos.	78
Figura 78. Configuración final del árbol y los rodamientos.	79
Figura 79. Diagrama de fuerzas en el caso A.	81
Figura 80. Diagrama de fuerzas en el caso B.	83
Figura 81. Acoplamiento seleccionado.	85
Figura 82. Dimensiones principales del acoplamiento seleccionado.	86
Figura 83. Esquema final de diseño.	88
Figura 84. Modelado del motor.	89
Figura 85. Modelado de los acoplamientos.	90
Figura 86. Modelado de las reductoras.	90
Figura 87. Modelado de los rodamientos.	90
Figura 88. Modelado del árbol.	91
Figura 89. Resultado del modelado de los elementos principales.	91

Figura 90. Primer modelado de la estructura exterior.....	92
Figura 91. Dimensiones pernos de anclaje.....	94
Figura 92. Propiedades mecánicas de las tuercas de los pernos.....	94
Figura 93. Aplicación de las condiciones de contorno en los extremos del modelo.....	95
Figura 94. Aplicación de las cargas en los pernos de anclaje.....	96
Figura 95. Disposición de las cargas en los pernos.....	100
Figura 96. Diagrama de optimización del modelo.....	100
Figura 97. Apoyo de las reductoras y los rodamientos compactos.....	101
Figura 98. Superficie mallada con los refuerzos para las chapas de sujeción.....	101
Figura 99. Tensión de Von Mises (izquierda) y desplazamiento vertical (derecha) del primer análisis.....	102
Figura 100. Tensiones y deformaciones en los elementos principales del modelo.....	102
Figura 101. Cambios en el modelo en la segunda modificación.....	103
Figura 102. Tensiones de Von Mises en la segunda modificación del modelo.....	103
Figura 103. Desplazamientos verticales en la segunda modificación del modelo.....	104
Figura 104. Cambios principales en la tercera modificación del modelo.....	104
Figura 105. Tensiones de Von Mises en el modelo de la tercera modificación.....	105
Figura 106. Desplazamiento vertical en el modelo de la tercera modificación.....	105
Figura 107. Flexión de las chapas laterales.....	106
Figura 108. Modelo de la cuarta modificación.....	106
Figura 109. Tensiones de Von Mises en la cuarta modificación del modelo.....	107
Figura 110. Desplazamientos verticales en la cuarta modificación del modelo.....	107
Figura 111. Tensiones máximas en la quinta modificación del modelo.....	108
Figura 112. Desplazamientos verticales en la quinta modificación del modelo.....	108
Figura 113. Principales elementos tipo <i>shell</i>	109
Figura 114. Zonas de uniones de elementos.....	110
Figura 115. Cordón de soldadura sometido al mayor estado tensional.....	111
Figura 116. Tensiones en la garganta de un cordón de soldadura.....	112
Figura 117. Localización de las tensiones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.....	115
Figura 118. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.....	116
Figura 119. Localización de las tensiones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.....	117
Figura 120. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.....	117
Figura 121. Localización de las tensiones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.....	118
Figura 122. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.....	119
Figura 123. Respuesta del sistema en el modo de vibración 2.....	121
Figura 124. Fases del proceso de montaje.....	124
Figura 125. Extracción de los elementos comerciales para el mantenimiento.....	125
Figura 126. Nodo de la parte superior de la caja para el estudio del atornillado.....	126
Figura 127. Atornillado de la parte superior de la caja exterior.....	127
Figura 128. Modado del sistema en AutoCAD.....	129

Figura 129. Detalle de los taladros para el atornillado de la parte superior de la estructura.	130
Figura 130. Detalles de la jaula y apoyos del motor.	130
Figura 131. Detalle del modelado de los refuerzos de la estructura.	131
Figura 132. Modelado y disposición de los ejes sobre la caja de pasajeros.	131
Figura 133. Disposición de los ejes en el coche.	132
Figura 134. Coche montado sobre la vía.	133
Figura 135. Sistema montado sobre la caja tipo SAFEGE.	134
Figura 136. Detalle de la vista frontal del sistema de transporte.	134
Figura 137. Modelado completo del medio de transporte desarrollado.	135
Figura 138. Detalle de la distancia entre el coche y la infraestructura.	136
Figura 139. Tramo en construcción del AVE de Medina a La Meca (72).	137
Figura 140. Tren bloqueado por las nevadas en Boston (73).	138
Figura 141. Ejemplo de topografía adversa (74).	138
Figura 142. Instalación de un monorraíl en una ciudad congestionada (75).	139

II. Índice de tablas

Tabla 1. Características monorraíl ALWEG-Seattle (19).....	13
Tabla 2. Características del monorraíl Bombardier/Adtranz/VonRoll (19).....	14
Tabla 3. Características del monorraíl Hitachi (19).....	14
Tabla 4. Características monorraíl Scmi Rail (19).	15
Tabla 5. Características monorraíl SL Series (19).	16
Tabla 6. Características monorraíl Urbanaut (23).	19
Tabla 7. Comparación de sistemas que circulan sobre una viga.....	20
Tabla 8. Características monorraíl Mitsubishi (19) (25).	22
Tabla 9. Características monorraíl Siemens H-Bahn (28).	23
Tabla 10. Características del monorraíl Wuppertal Schwebebahn (19) (31).....	26
Tabla 11. Comparación de los sistemas de monorraíl suspendido.....	27
Tabla 12. Comparativa de sistemas suspendidos y no suspendidos.....	29
Tabla 13. Características System 21.....	37
Tabla 14. Características técnicas de los sistemas por cada coche.	41
Tabla 15. Comparación cualitativa de los sistemas seleccionados.	41
Tabla 16. Comparación cuantitativa de los sistemas existentes.	43
Tabla 17. Análisis cuantitativo del nuevo sistema.....	44
Tabla 18. Materiales del motor seleccionado.	58
Tabla 19. Tabla de valores de C_f y C_t (48).	64
Tabla 20. Radios de acuerdo orientativos para ejes cilíndricos.....	67
Tabla 21. Coeficientes a y b en función del acabado superficial.	69
Tabla 22. Factor de confiabilidad en función del % de confiabilidad.	70
Tabla 23. Deformaciones máximas permisibles en árboles.....	84
Tabla 24. Propiedades de materiales con densidad adaptada.....	93
Tabla 25. Propiedades del Acero AISI 1050.....	93
Tabla 26. Propiedades del Acero estructural A36.....	93
Tabla 27. Espesores de los elementos tipo <i>shell</i>	110
Tabla 28. Deformaciones de los elementos principales.	111
Tabla 29. Tensiones principales del cordón de soldadura a estudiar.....	112
Tabla 30. Tensiones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.....	115
Tabla 31. Desplazamientos máximos en el análisis con pasajeros distribuidos.....	116
Tabla 32. Tensiones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.....	117
Tabla 33. Desplazamientos máximos en el análisis con pasajeros a una banda.....	118
Tabla 34. Tensiones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.....	119
Tabla 35. Deformaciones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.....	119
Tabla 36. Resultados del análisis modal.....	120
Tabla 37. Resistencia a la tracción de los tornillos en kN	126

III. Nomenclatura

kW	Kilovatio(s)
km	Kilómetro (s)
h	Hora(s)
CV	Caballo(s) de vapor
m	Metro(s)
CC	Corriente continua
V	Voltio(s)
kg	Kilogramo(s)
CA	Corriente alterna
t	Tonelada(s)
kVA	Kilovoltamperio(s)
MW	Megavatio(s)
cm	Centímetro(s)
S_a	Superficie para asientos de pasajeros
S_p	Superficie para pasajeros de pie
S_t	Superficie total
C_s	Coefficiente de seguridad
N	Newton(s)
g	Aceleración de la gravedad
m	Masa
v	Velocidad
φ	Ángulo de la rampa
F_x	Fuerza en el eje x
P	Potencia
vs	Versus
mm	Milímetro(s)
rpm	Revoluciones por minuto
n_1	Revoluciones de entrada a la reductora
n_2	Revoluciones de salida de la reductora
f_1	Factor que depende del número de horas que vaya a estar operando y del tipo de sistema
f_2	Factor relacionado con el tipo de motor
w	Velocidad angular en la rueda
R	Radio de la rueda
T	Par/momento torsor
Nm	Newton por metro
PN	Potencia nominal de la reductora
iN	Ratio nominal de la reductora
σ_P	Tensión última de tracción
σ_y	Tensión/límite de fluencia
Pa	Pascal(es)
MPa	Megapascal(es)
M	Momento flector
C_f	Factor de choque y fatiga, aplicado al momento flector
C_t	Factor de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión
P_R	Peso de la reductora

M	Peso del motor
E	Peso de la estructura
S	Segundo(s)
F_T	Fuerza total
P	Peso
M_T	Momento torsor
M_{PR}	Momento del peso de la reductora
M_{FT}	Momento de la fuerza total
M_{fmax}	Momento flector máximo
FS	Factor de seguridad
d	Diámetro
l	Longitud
r	Radio
D	Diámetro
S_{ult}	Tensión última de tracción
S_e	Límite de fatiga
S_e'	Resistencia a fatiga corregido
S_f	Componente alternante para fallo
S_m	Tensión media
σ_A	Tensión máxima en la sección
E	Módulo de Young
I	Momento de inercia
q_a	Peso uniformemente distribuido del árbol
q_r	Peso uniformemente distribuido de la reductora
$M_{estructura}$	Masa de la estructura
M_{motor}	Masa del motor
R_A	Reacción en A
R_B	Reacción en B
R_C	Reacción en C
R_D	Reacción en D
R_E	Reacción en E
y	Flecha
GPa	Gigapascal(es)
θ	Ángulo girado por la rebanada
rad	Radian(es)
A_p	Sección del perno
S_{u_perno}	Resistencia última a tracción del perno
S_{y_perno}	Límite de fluencia del perno
$S_{máx_perno}$	Tensión máxima que soporta cada perno
$^{\circ}C$	Grados Celsius
F_{viento}	Fuerza del viento
kPa	Kilopascal(es)
μm	Micras
σ_x	Tensión principal en x
σ_y	Tensión principal en y
σ_z	Tensión principal en z
$^{\circ}$	Grados
σ_{\perp}	Tensión perpendicular al plano de la garganta
τ_{\perp}	Tensión cortante al plano de la garganta



n	Tensión normal a un plano de soldadura
t_n	Tensión normal a un plano de soldadura
σ_{co}	Tensión de comparación
U_x	Desplazamiento en x
U_y	Desplazamiento en y
U_z	Desplazamiento en z
Hz	Herzio(s)
kN	Kilonewton(s)

Capítulo 1

Memoria inicial. Objetivos, marco y alcance

1.1 Introducción

La Sociedad del Monorraíl **(1)**, organización creada para la divulgación y promoción del monorraíl como medio de transporte, define el monorraíl como "un sistema de transporte en el que los vagones están suspendidos o se desplazan sobre una estructura de un solo raíl y que sirve para transportar pasajeros o carga". Sin embargo, esta sencilla definición es un tanto engañosa, ya que no deja ver la amplia gama de tecnologías, diseños y principios de funcionamiento que el monorraíl posee.

En la mayoría de los casos el raíl se eleva por encima del suelo, normalmente mediante pilares o vigas, pero los monorraíles también pueden operar a nivel de suelo, por debajo de él, e incluso a través de túneles. Además, el material rodante puede situarse tanto por encima del raíl como por debajo del suelo, de manera que las posibilidades para instalar un sistema de transporte de este tipo se amplían enormemente.

Se puede considerar que un tren está suspendido cuando este circula sin que esté apoyado por su parte inferior; es decir, debe encontrarse suspendido de una plataforma fija, en este caso el raíl o raíles. Es importante señalar que la plataforma debe ser fija, puesto que es la principal diferencia con respecto a los sistemas de transporte que penden de cables. Esta plataforma puede construirse sobre el suelo, sobre un río o canal, o sobre una vía férrea existente.

El presente Trabajo Fin de Máster realiza un análisis sobre la viabilidad técnica de una propuesta de optimización de los sistemas existentes de monorraíles suspendidos previo análisis y comparación de los mismos.

El objetivo principal del proyecto es estudiar una alternativa a los modelos de monorraíl existentes desarrollando un diseño mecánico.

Alineados con el mismo se encuentran los siguientes objetivos secundarios: comparación técnica de los distintos sistemas existentes de monorraíl, propuesta del proceso de fabricación y montaje, análisis de la resistencia de la soldadura en los puntos críticos del sistema de sujeción, estudio de la fatiga del árbol y modelado del sistema en CAD para la obtención de planos.

Este Trabajo Fin de Máster se realizará por la Universidad Carlos III de Madrid, en relación con el Máster en Ingeniería de Máquinas y Transportes correspondiente al curso académico 2014-2015.

1.2 Alcance del Trabajo

A lo largo de la historia, como se detallará en los siguientes apartados, los sistemas de monorraíl han presentado distintas mejoras hasta la década de 1970, cuando se considera el comienzo de la época moderna del monorraíl. Sin embargo, en esta época moderna se han desarrollado sistemas basados en modelos ya existentes que, aunque presentan mejoras mecánicas, siguen manteniendo los mismos conceptos y principios de funcionamiento.

Como se ha comentado anteriormente, el Trabajo Fin de Máster se centra en desarrollar una alternativa de diseño para los sistemas de tracción-fijación existentes, para ello, es fundamental analizar tanto los monorraíles operativos en la actualidad como la evolución del monorraíl a lo largo de la historia, prestando especial atención a los sistemas de tracción y la disposición y características de los distintos elementos mecánicos.

Una vez analizados y comprendidos, resulta de especial interés realizar una comparativa entre los mismos y, conociendo los puntos fuertes de cada sistema, desarrollar una alternativa viable de diseño que pueda mejorar los sistemas actualmente conocidos, para lo que se recurrirá al método de los elementos finitos para conocer el comportamiento de la misma. La selección de componentes, su dimensionamiento y la elección de materiales será parte fundamental del desarrollo.

Tan importante es que un diseño cumpla con la normativa y sea seguro como que tenga un alto nivel de operatividad, por lo que también será objeto de este Trabajo el análisis relativo al mantenimiento del sistema propuesto así como el montaje y la fabricación del mismo.

Una vez expuestos los objetivos principales, y antes de desarrollar el sistema que protagonizará el Trabajo Fin de Máster, se va a comenzar con el análisis histórico de los diferentes sistemas de monorraíl suspendido para comprender la evolución tecnológica del concepto y poder utilizarlo como base del sistema que se propondrá a continuación.

1.3 Historia de los monorraíles suspendidos

- 1825. Sistema de Palmer y monorraíl de Cheshunt

La primera referencia a sistemas de transporte suspendidos sobre un único raíl data de 1821, cuando el ingeniero británico Henry Robinson Palmer presentó una solicitud para patentar un sistema de transporte suspendido, con un sistema de tracción basado en caballos (2).

Años más tarde la idea de Palmer fue puesta en práctica y se construyó una demostración de su sistema con una milla de longitud en Woolwich, municipio de Greenwich.

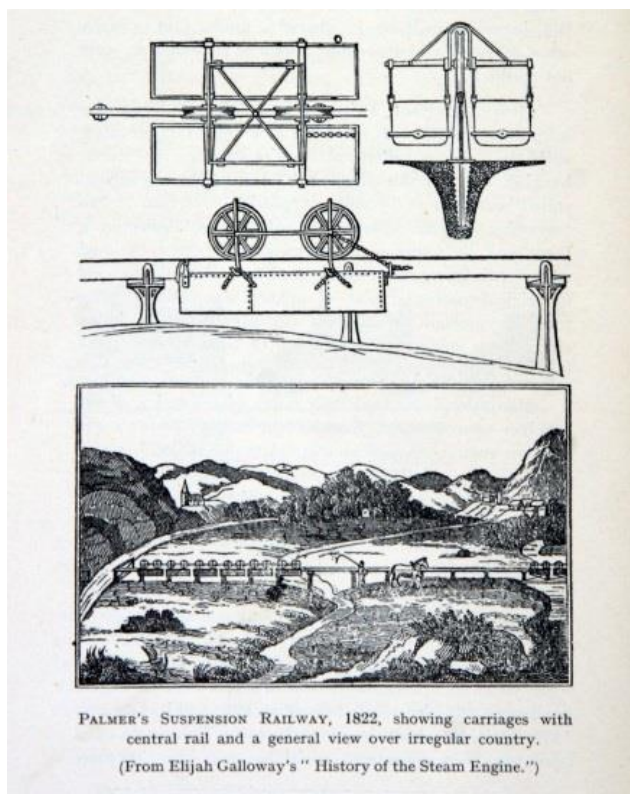


Figura 1. Sistema de Palmer (3).

La idea de Palmer resultó ser un éxito, el hecho de que fuera un sistema de transporte guiado suponía una revolución, los caballos podían remolcar la carga reduciendo el riesgo de que se desviasen, además, las ruedas se desplazarían por un carril totalmente liso y plano, amentando la velocidad del transporte.

Un año más tarde, Friedrich Harkort, construyó una demostración del sistema de Palmer en Alemania, entre las fábricas de Elberfeld y Deilbachtal. Finalmente el proyecto no llegó a realizarse, pero supuso el primer paso para la introducción del ferrocarril en Alemania (4).

El primer sistema de transporte en suspensión fue inaugurado en Cheshunt, Reino Unido, el 25 de junio 1825 usando la patente de Palmer. Aunque fue inicialmente construido para el transporte de ladrillos, en su apertura llevó pasajeros, como se observa en la Figura 2, por lo que se considera el comienzo de la historia del monorraíl.

- 1886. Enos Electric Railway

Para hablar del primer monorraíl suspendido pensado específicamente para el transporte de personas hay que ir hasta 1886, cuando el Enos Electric Railway fue probado y mostrado al público en Greenville, New Jersey. Fue construido con acero ligero en lugar de las grandes vigas de madera que se habían utilizado hasta el momento.

A pesar de su gran rendimiento y la gran repercusión que la demostración en Greenville tuvo en la prensa, por circunstancias que aún se desconocen el sistema no llegó a expandirse. Habría sido el primer monorraíl con propulsión eléctrica.

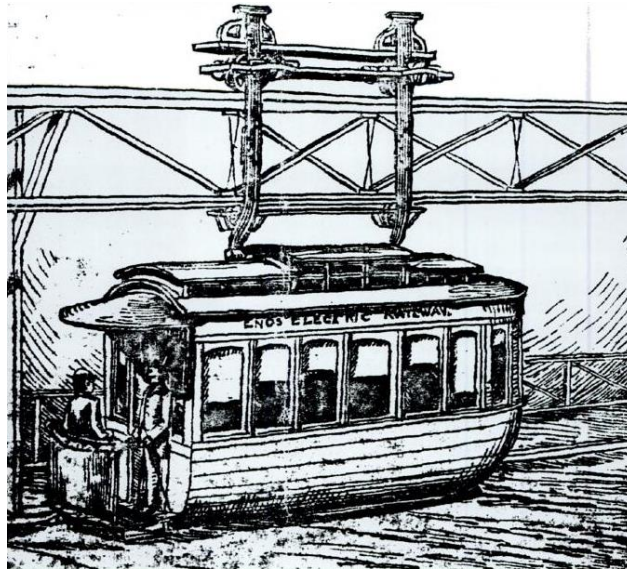


Figura 2. Enos Electric Railway.

Sin embargo, pudo haber influido en el alemán Eugen Langen, pues el Wuppertal Schwebebahn, sistema que se sigue usando en la actualidad y que se analizará posteriormente, sigue las mismas líneas de diseño.

- **1901. Wuppertal Schwebebahn**

En 1890, en Deutz, se ordenó la construcción de un sistema de ferrocarril suspendido con alimentación eléctrica. El nombre oficial era *Anlage einer elektrischen Hochbahn (schwebebahn)*, o lo que es lo mismo, sistema de ferrocarril elevado (monorraíl).

En 1901 se inauguró la primera pista del monorraíl de Wuppertal (ver Figura 4), y tal fue su éxito que en 1903 se extendió su longitud hasta los 13,3 kilómetros que sigue teniendo en la actualidad, ya que sigue operando con éxito a lo largo del río Wupper desde hace más de 100 años.



Figura 3. Wuppertal Schwebebahn.

El sistema tenía evoluciones muy significativas con respecto al diseño del Enos Electric Railway:

- El hecho de que tuviera propulsión eléctrica fue aprovechado para elevar aún más la posición de los coches, y por tanto, de las infraestructuras.
- Al instalarse como sistema de transporte a través de la ciudad de Wuppertal, tenía que tener doble sentido para realizar el trayecto de ida y vuelta, por lo que aparecieron brazos de acero a ambos lados de la vía para la suspensión de la misma.
- La capacidad del transporte debía ser incrementada para adecuarse al tamaño de la población, por lo que surgió la necesidad de duplicar los coches, pasando de uno a dos, con un sistema de articulación entre ambos que permite el paso por curva y el movimiento de los pasajeros de un coche a otro por un pasillo central.
- Las ruedas fueron rediseñadas y construidas en acero con pestañas a ambos lados para evitar el descarrilamiento.

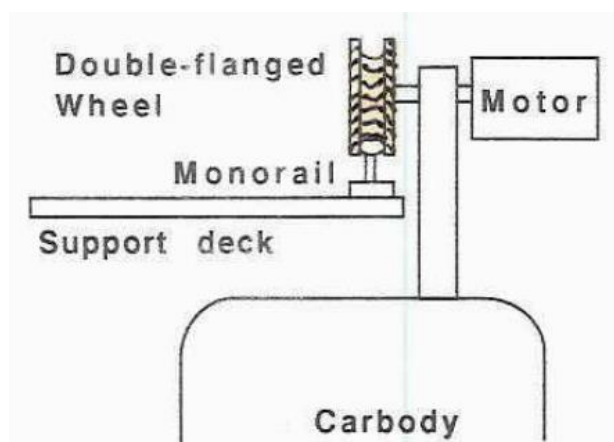


Figura 4. Esquema del sistema de doble pestaña (5).

Langen también diseñó el Dresden Schwebebahn (ver Figura 5), un corto funicular utilizando la misma tecnología monorraíl suspendido, que se abrió en 1901 y todavía está en funcionamiento.



Figura 5. Dresden Schwebebahn (6).

- 1929. Bennie Railplane

Durante el período de entre guerras la industria ferroviaria sufrió un estancamiento. El ingeniero Escocés George Bennie puso a prueba un sistema de transporte en suspensión (Bennie Railplane) sobre una vía de ferrocarril construida con anterioridad en las proximidades de Glasgow, Escocia (7).

El sistema consistía en dos hélices alimentadas eléctricamente con 45 kW aunque podía alcanzar picos de hasta 180 kW. Esta energía eléctrica la recogían dos motores directamente de la catenaria del ferrocarril que circulaba por debajo. A pleno rendimiento alcanzaba velocidades de 160 km/h (8).



Figura 6. Bennie Railplane (9).

Cabe destacar que el Bennie Railplane necesitaba de un carril en la parte inferior en el que se apoyaban unas ruedas empleadas para anular el vaivén del coche en las curvas debido a las fuerzas centrífugas, además, se reducía la masa total que debían aguantar las ruedas de la parte superior (8).

Tuvo bastante aceptación, incluso existieron planes para enlazar Londres y París con este sistema, pero la crisis económica de los 30 lo condenó a desaparecer.

- 1956. Skyway Monorail

En 1956 comenzaron las pruebas de un nuevo modelo de monorraíl, el Skyway Monorail, en el Arrowhead Park de Houston, Texas. Cada bogie, con 4 ruedas propulsoras y 8 de guía, estaba propulsado por un motor diésel del automóvil Packard, que poseía 310 CV de potencia.

Una de las principales novedades de este sistema fue la disposición asimétrica de la sujeción del coche, como se puede ver en la Figura 8.

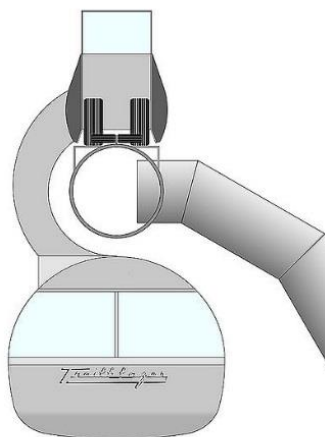


Figura 7. Esquema del sistema de apoyo del Skyway Monorail.

Sus promotores afirmaron que podría alcanzar velocidades de 160 km/h , pero el proyecto para la construcción de las instalaciones nunca llegó a concretarse, principalmente por dos motivos, era propenso a sufrir con las rachas de viento laterales, y la vía donde se apoyaban las ruedas era huecas, lo que producía un ruido excesivo.

Después de ocho meses de pruebas, la pista fue desmantelada y reconstruida en el recinto ferial del Estado de Texas, donde funcionó por muchos años (ver Figura 8).



Figura 8. Skyway Monorail en el Estado de Texas (10).

- 1957. Ueno Zoo

Japón, en la década de 1950, puso todos sus esfuerzos en mejorar sus sistemas de transporte. El primer monorraíl Japonés abrió sus puertas en el Ueno Zoo de Tokio, en 1957. Aunque era básicamente una versión moderna del Wuppertal Schwebebahn, el monorraíl de Ueno rompió con algunas normas, como la utilización de neumáticos de goma. En la actualidad conecta ambos extremos del zoo, con una longitud de escasos 300 m .

En cuanto a las características técnicas, la corriente eléctrica se suministra a 600 V CC , lo que proporciona una velocidad de 11 km/h a los coches, cuyas dimensiones son $9,3 \text{ m}$ de largo por $1,7 \text{ m}$ de ancho (11).

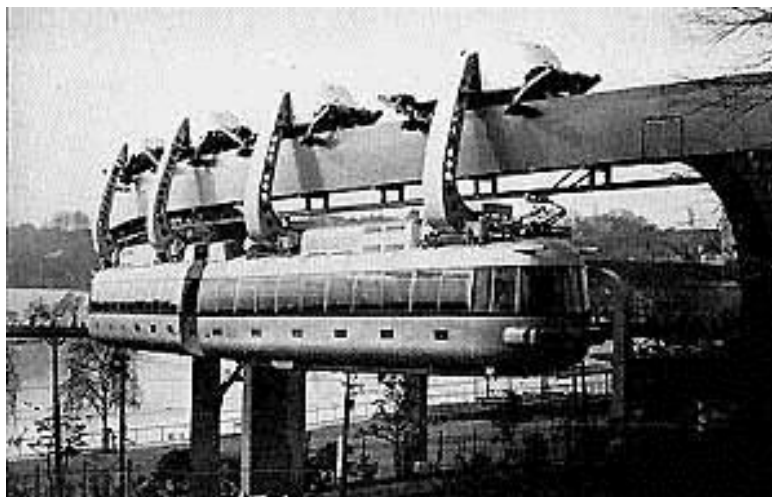


Figura 9. Ueno Zoo.

Más tarde Japón implantó los sistemas de monorriel de ALWEG y SAFEGE, que se detallarán posteriormente, y construyó más monorraíles que cualquier otro país del mundo.

- 1958. Sistema SAFEGE

En 1947, el constructor de puentes francés, Lucien Chadenson, se interesó por el sistema experimental Bennie Railplane y la Ruta 11 del metro de París, que utiliza neumáticos de goma, y se propuso combinar ambos principios de funcionamiento.

El resultado fue un monorraíl suspendido en la que las ruedas están protegidas de la intemperie dentro de una caja de acero o de hormigón por encima del tren, como se muestra en la Figura 10, conocido comúnmente como SAFEGE (*Société Anonyme Française d'Étude de Gestion et d'Entreprises*). La pista de ensayo funcionó durante muchos años en Chateauneuf, al sur de París.



Figura 10. Sistema SAFEGE (12).

Curiosamente, y a pesar del rotundo éxito, los franceses nunca han utilizado el sistema, pero los japoneses han construido dos líneas *SAFEGE*, que funcionan con éxito. La empresa alemana Siemens desarrolló un sistema semejante pero a menor escala del monorraíl de SAFEGE, y en Florida y en Texas también se han promovido versiones similares, pero empleando ruedas de acero.

- **1964. AMF**

En un esfuerzo por promover el sistema SAFEGE, la empresa americana AMF (*American Machine and Foundry*) instaló y puso en funcionamiento una sola estación para un monorraíl que partía del sistema patentado por SAFEGE (13), pero la estructura tenía forma de I (Figura 11). La instalación, expuesta en la Feria Mundial de Nueva York, constaba de una línea circular de doble sentido.

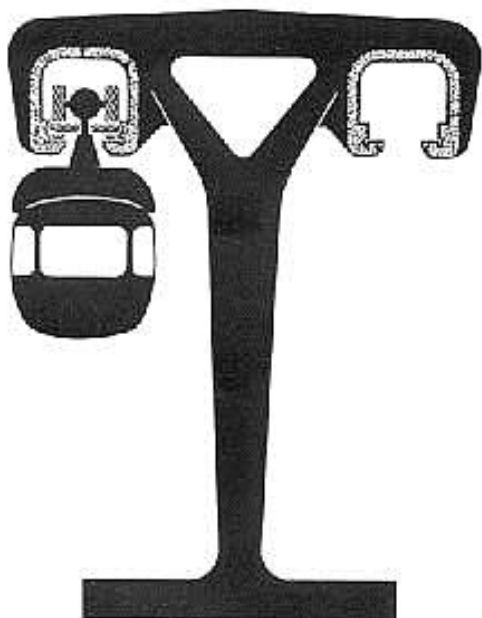


Figura 11. Sistema de AMF (14).

Aunque AMF nunca vendió o construyó monorraíles SAFEGE, esta instalación, por localización, ha sido y es responsable de que los sistemas de transporte con monorraíl sean más conocidos en el mundo día tras día.

A partir de 1970, hasta la actualidad, se considera la era moderna del monorraíl, décadas en las que se construyeron el monorraíl de Shonan y Chiba, en Japón, los monorraíles de Dortmund y el aeropuerto de Düsseldorf en Alemania, el monorraíl suspendido de Memphis, Estados Unidos, en 1982, y un largo etcétera.

Todos ellos siguen las líneas de diseño comentadas anteriormente sin cambios significativos, tan sólo se ha evolucionado en lo que concierne a los sistemas mecánicos, es decir, los sistemas de tracción, de frenado o de suspensión, pero la base de todos los sistemas siguen siendo las mismas.

Capítulo 2

Análisis técnico-comparativo de los sistemas existentes

2.1 Estado del arte. Modelos existentes de monorraíl

Este apartado compila los sistemas existentes de monorraíl y que actualmente siguen operando de manera exitosa, resumiendo las distintas variantes de diseño que rodean a los monorraíles suspendidos.

En la Figura 12 se esquematizan los distintos sistemas de monorraíl, divididos en tres grupos. Para esta división se han establecido los siguientes criterios: si circulan o no en suspensión, el tipo de vía y el sistema de tracción.

En primer lugar se analizarán los monorraíles que circulan sobre una viga, también llamados *straddle*, dentro de los cuales aparecen distintas alternativas de diseño que se centran en la geometría de la viga, apareciendo las vigas con forma de "I" (sistema ALWEG), las vigas en forma de caja de acero y las vigas en forma de "T" invertida.

El segundo grupo corresponde a los monorraíles que circulan en suspensión, entre los que destaca el sistema SAFEGE, las vigas en forma de "I" y los monorraíles suspendidos cuyas ruedas tienen pestaña a ambos lados.

El tercer grupo se aleja conceptualmente de los grupos anteriores, se trata de los monorraíles magnéticos (Maglev), que disponen de un sistema de levitación magnética para su propulsión y suspensión.

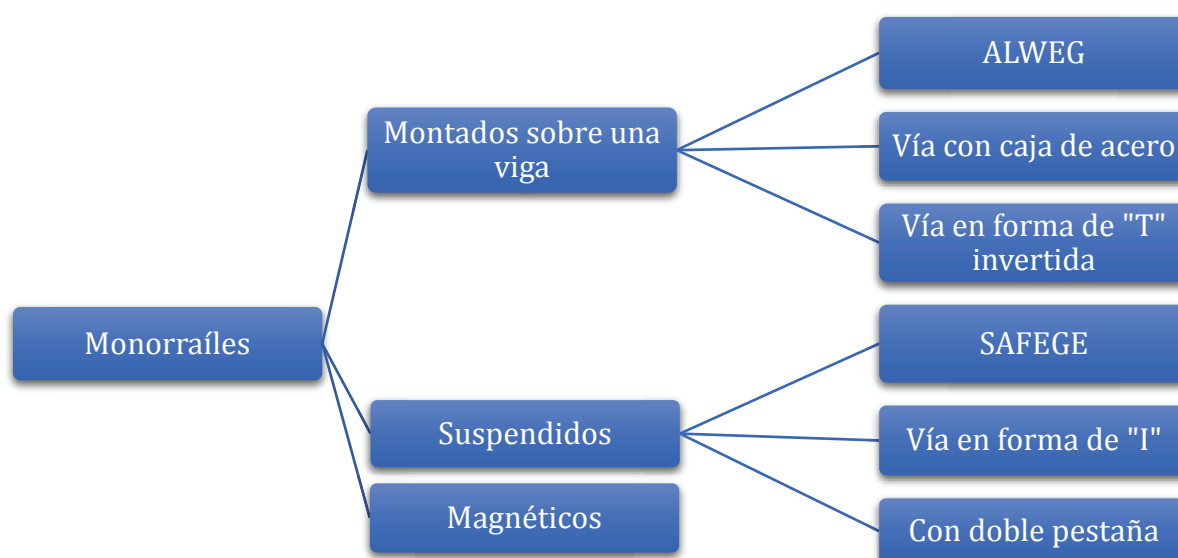


Figura 12. Esquema general de los modelos existentes de monorraíl (15).

2.1.1 Monorraíles montados sobre una viga

1. ALWEG

Axel Lennart Wenner-Gren desarrolló un sistema al que llamó *ALWEG*. En 1957 se probó el sistema por primera vez en las pistas de pruebas de Fühlingen y en 1959 fue instalado en el parque temático de Disneyland en Anaheim, California. El monorraíl de Disneyland/Alweg (Figura 13) cautivó a todo el mundo con la escala de 5/8 que tenía con respecto al original.

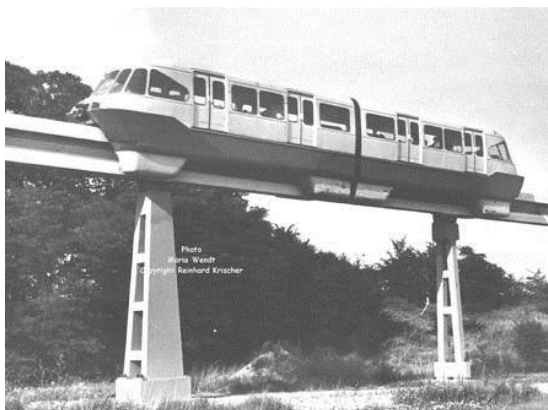


Figura 13. Sistema ALWEG (16).

Posteriormente se construyeron más líneas de monorraíl con este sistema, como el de Turín (Italia, 1961) o el de Seattle (Washington, Estados Unidos, 1962). Precisamente la instalación de Seattle llamó la atención de los japoneses, y es Japón el único lugar del mundo en el que hoy en día se pueden encontrar monorraíles con un sistema ALWEG puro, ya que en 1960 la marca ALWEG salió del negocio, y fueron Bombardier y Hitachi los que recibieron el legado de esta idea de monorraíl (17).

A continuación se describen las partes principales del sistema:

- Infraestructura:

El monorraíl ALWEG de Seattle fue construido mediante vigas apoyadas sobre pilares, con columnas en forma de T reforzada (ver Figura 14) con 24 m de altura, construidas en su mayoría de hormigón.

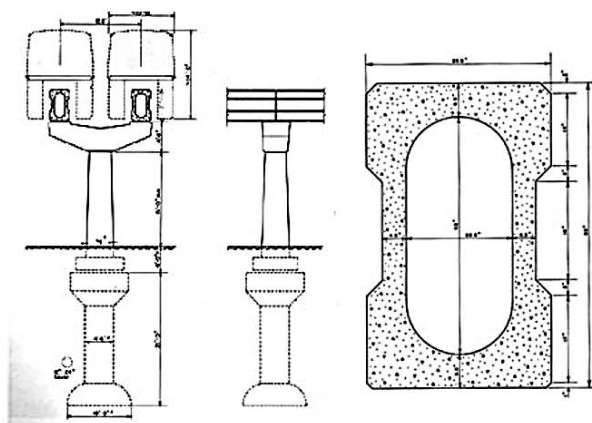


Figura 14. Infraestructura del sistema ALWEG.

Las guías por donde circula el monorraíl consisten en vigas huecas de aproximadamente 1 m de ancho y 1,5 m de alto, con la forma aproximada de una viga en "I", como se observa en la figura anterior. La longitud máxima que tienen estas vigas es de 30,5 m.

- **Sistema de suspensión y tracción:**

Prácticamente todos los monorraíles de ALWEG tienen la misma suspensión. Cuenta con dos bogies, uno en cada extremo del coche, compuestos por dos neumáticos de goma en la parte superior de la viga de 1 m de diámetro para soportar la carga y proporcionar tracción al sistema, y seis neumáticos laterales (dos arriba y uno abajo a cada lado) de 0,6 m de diámetro para garantizar el guiado.

En total, para un monorraíl de 4 coches, se tendrían 8 pares de ruedas, para soportar la carga y traccionar el monorraíl, y 8 conjuntos de guiado, con 4 ruedas cada uno, lo que suponen un total de 16 ruedas para el apoyo y tracción y 48 para el guiado. La disposición de las ruedas queda representada en la Figura 15 y 16.

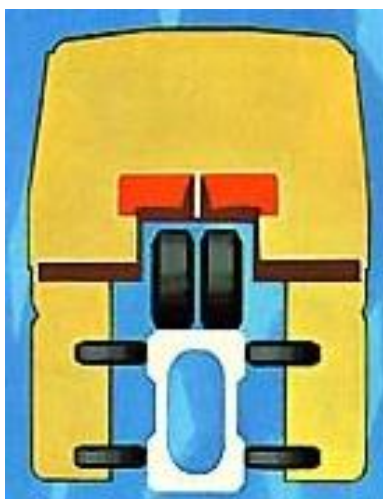


Figura 15. Disposición de las ruedas del sistema ALWEG.

Con este sistema se consigue que en el paso por curva sean las ruedas de guiado las que soporten los mayores esfuerzos y eviten un mayor desgaste en las ruedas de apoyo que soportan el peso del monorraíl.

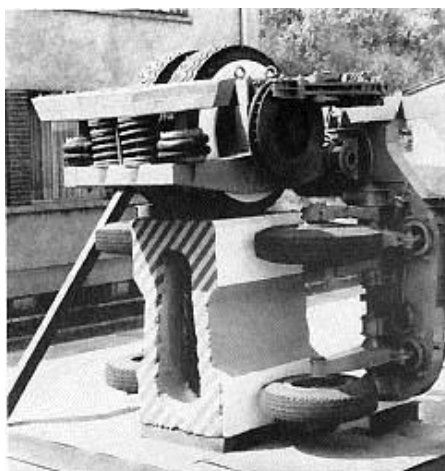


Figura 16. Bogie del sistema ALWEG.

En la Figura 17 se muestra uno de los sistemas patentado por Bombardier (instalado en el Bombardier Innovia Monorail 300 de São Paulo) que tiene como base el sistema ALWEG. El bogie cuenta con dos ruedas de apoyo en la parte superior de la viga y otras tres a cada lado para el guiado del monorraíl.

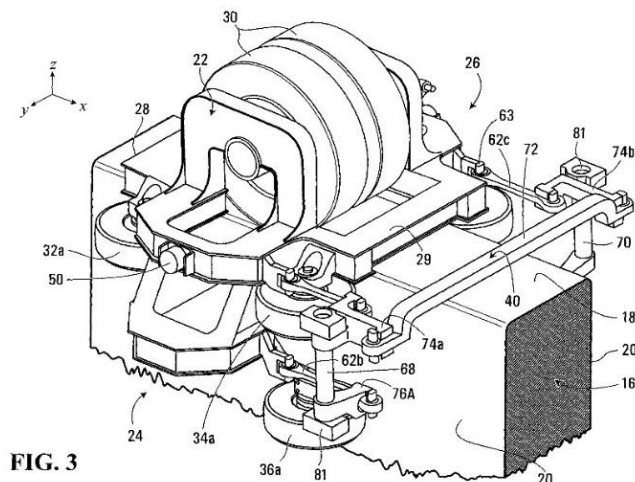


Figura 17. Diseño de Bombardier basado en el sistema ALWEG (18).

Entre las principales mejoras se encuentran que tiene un sistema de suspensión totalmente independiente para garantizar la estabilidad del coche, y que está especialmente diseñado para evitar el balanceo en el paso por curva. Esto se logra mediante la disposición de las ruedas laterales de guiado.

A continuación se detallan las características técnicas de monorraíles que usan el concepto de ALWEG:

- **ALWEG - Seattle**

Tabla 1. Características monorraíl ALWEG-Seattle (19).

Características	
Longitud total	37,2 m (4 coches)
Ancho	3,1 m
Altura	4,3 m
Velocidad de funcionamiento	80 km/h
Disposición de los bogies	8 bogies (2 por cada coche)
Ruedas	Neumáticas, 16 de 1 m de diámetro para el apoyo y tracción y 48 de 0,635 m para el guiado
Motores	8 de 100 CV, 2 por coche, 1 por bogie
Fuente de alimentación	600 V CC
Sistema de frenado	Sistema de accionamiento neumático en conjunto con el frenado dinámico
Capacidad	450 pasajeros (124 sentados)
Configuración de la viga	Construida en hormigón de 1,5 m de alto por 0,9 m de ancho (ver Figura 21)
Masa	42.000 kg

- **Bombardier/Adtranz/VonRoll**

Tabla 2. Características del monorraíl Bombardier/Adtranz/VonRoll (19).

Características	
Longitud total	32,12 m (7 coches)
Ancho	2,06 m
Velocidad máxima	42 km/h
Disposición de los bogies	8 bogies situados en las cabeceras y entre los compartimientos de pasajeros. Los bogies de los extremos no tienen tracción
Ruedas	16 ruedas de apoyo de 0,75 m y 4 ruedas de guiado por cada bogie
Motores	6 motores de 37 kW CC
Fuente de alimentación	500 V CA
Sistema de frenado	Combinación de discos de freno con frenado regenerativo dinámico
Capacidad	Entre 130 y 170 pasajeros
Configuración de la vía	Viga de acero (ver Figura 22) de 0,832 m de alto por 0,700 m de ancho
Masa	42.000 kg

Más de 20 de estos monorraíles se encuentran en operación en todo el mundo, incluyendo Australia (Harbour Link), Canadá, Japón, Singapur y los EE.UU. Además, este tipo de monorraíl también ha sido instalado en vías con forma de caja de acero, las cuales se explicarán más adelante.

- **Hitachi**

Tabla 3. Características del monorraíl Hitachi (19).

Características	
Longitud	63,5 m (4 coches)
Ancho	2,99 m
Altura	4,51 m
Velocidad máxima	80 km/h
Disposición de los bogies	2 bogies situados en cada coche
Ruedas	Neumáticas, 8 ruedas de apoyo y 12 ruedas de guiado por cada coche (ver Figura 23)
Motores	16 motores de tracción (2 por bogie, 4 por coche) de 75 kW CA
Fuente de alimentación	1500 V CC
Sistema de frenado	Discos de freno más frenado regenerativo
Capacidad	632 pasajeros, 156 sentados
Configuración de la vía	Viga de hormigón de 0,85 m de ancho por 1,5 m de alto
Masa	25.000 kg

El frenado es de tipo regenerativo con frenos de disco. Los monorraíles japoneses más modernos, por ejemplo, el Tokio Tama Intercity, utilizan el sistema VVVF (voltaje variable, frecuencia variable) con motores asíncronos de corriente alterna trifásicos. Esta tecnología ofrece ventajas en cuanto al consumo de energía y el confort.

- **Scomi Rail**

Tabla 4. Características monorraíl Scomi Rail (19).

Características	
Longitud	21,2 m (con 2 coches por tren, máximo 4)
Ancho	3,0 m
Altura	4,3 m
Velocidad máxima	90 km/h
Disposición de los bogies	2 bogies por coche (ver Figura 24)
Ruedas	Neumáticas, 4 ruedas de apoyo y 12 de guiado por cada coche
Motores	Un motor de 100 kW por cada bogie
Fuente de alimentación	750 V CC o 1500 V CC
Sistema de frenado	Sistema electroneumático
Capacidad	Entre 106 y 125 pasajeros
Configuración de la vía	De hormigón, de 0,8 m de ancho por 2,2 m de ancho
Masa	15.000 kg

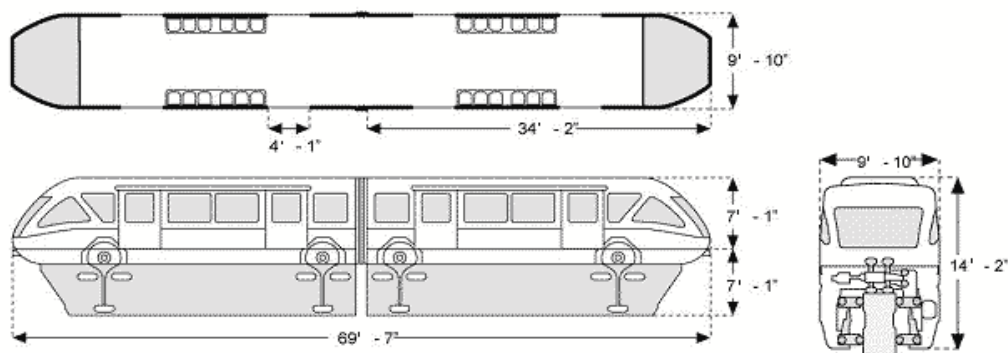


Figura 18. Esquema general del monorraíl de Scomi Rail.

Como se observa en la Figura 25 el bogie tiene una configuración muy similar al del monorraíl de Seattle, siguiendo el diseño original de ALWEG. Al igual que los monorraíles de Hitachi, también utiliza el sistema VVVF en sus motores.



Figura 19. Bogie de Scomi Rail.

2. Viga en forma de caja de acero

El monorraíl con viga en forma de caja de acero (*steel box beam*) recibió la mayor atención en la Expo 67 en Montreal, Canadá. Allí los monorraíles circulaban sobre dobles vigas verticales de acero en forma de "I", espaciadas por medio metro. Tenían medio metro de ancho y unos doscientos milímetros de altura. Las ruedas eran neumáticas y disponía de otras cuatro ruedas horizontales para la estabilidad.

A pesar de disponer de una vía de acero, es importante destacar que la infraestructura que soporta el peso y eleva el medio de transporte sigue siendo de hormigón.

A continuación se detallan las características técnicas de los monorraíles de Severn-Lamb que circulan por este tipo de vía:

- **SL Series**

Tabla 5. Características monorraíl SL Series (19).

Características	
Longitud	28,7 m (con dos coches, ver Figura 27)
Ancho	2,2 m
Altura	1,9 m
Velocidad máxima	50 km/h
Disposición de los bogies	2 por cada coche
Ruedas	Neumáticos de goma, 2 de apoyo y 4 de guía por cada bogie
Motores	Uno por cada bogie, entre 30 y 75 kW CA trifásicos
Fuente de alimentación	380/460 V CA
Sistema de frenado	Dinámico regenerativo
Capacidad	De 34 a 232 pasajeros
Masa	5.000 kg

3. Viga en forma de "T" invertida

A finales de los 60 surgió un nuevo modo de viga que se asemeja a una "T" invertida mirándola transversalmente, como se representa en la Figura 20. El sistema fue desarrollado y vendido por UDL (*Universal Design Limited*). El elemento vertical de la viga se utiliza únicamente para guiar el sistema, mientras que los flancos horizontales sirven de apoyo de las ruedas que soportan el peso. En esa época no se llevó adelante en ningún proyecto.

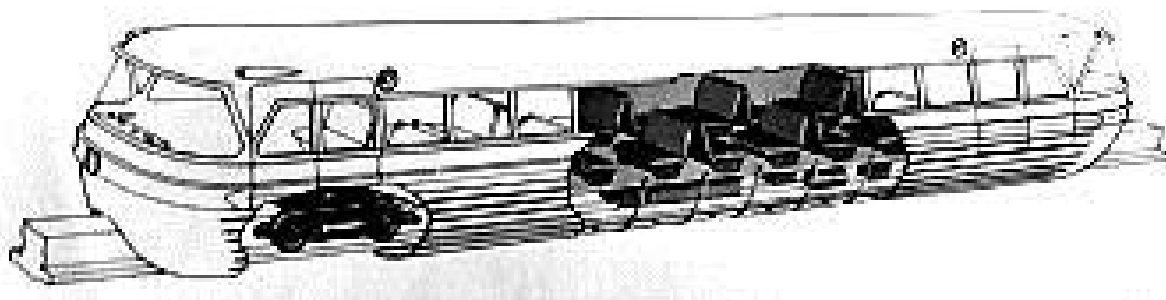


Figura 20. Sistema de "T" invertida propuesto en la World's Fair de 1962.

Hoy varias compañías están promoviendo varias versiones del monorraíl con viga en forma de “T” invertida:

- **Eurotren Monoviga**

Las principales líneas del diseño son las siguientes (15):

- Masa reducida al utilizar materiales ligeros.
- Mejor distribución de la carga, con entre 2,5 y 3,5 t por rueda.
- Elimina los bogies convencionales y los reemplaza por ruedas que están directamente unidas a la carrocería del vehículo.
- Funciona como un autobús articulado, y no una sucesión de vehículos independientes, como los trenes convencionales.
- Los módulos individuales del tren están unidos por juntas articuladas perimetrales.

Cada coche tiene cuatro juegos de neumáticos, dos laterales y dos horizontales. La masa del vehículo está soportada por la parte horizontal más baja de la vía, a diferencia del diseño original de ALWEG, lo cual permite bajar el centro de gravedad y lograr mayor estabilidad.

Aunque el sistema nunca llegó a funcionar comercialmente, sí se realizaron prototipos para probar su funcionamiento.

A continuación se detallan algunas características técnicas (15):

- Longitud: tres coches.
- Velocidad máxima: 200 km/h.
- Disposición de los bogies: dos por cada coche.
- Neumáticos: neumáticos de goma, dos de apoyo y cuatro de guía (ver Figura 29).
- Motores: 6 motores de inducción lineales (uno por bogie, dos por cada coche) de 90 kW cada uno.

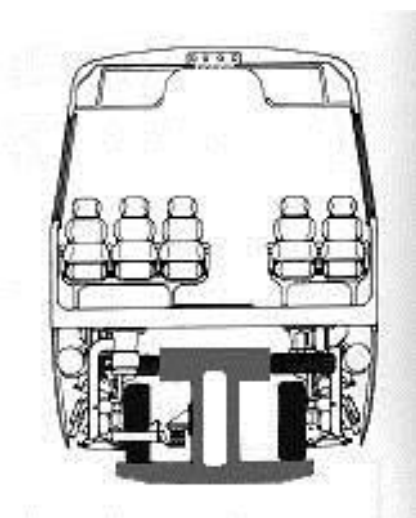


Figura 21. Disposición de las ruedas del Eurotren Monoviga.

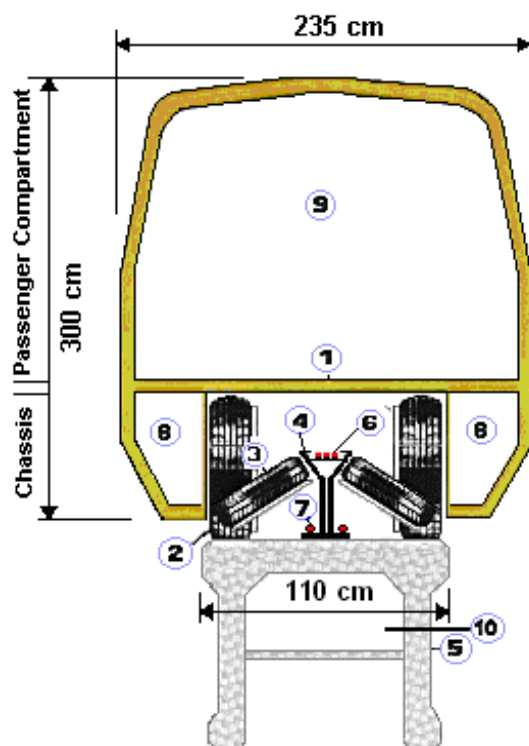
- **Urbanaut**

El sistema se compone de una viga de hormigón o acero en forma de caja con un solo carril en la parte superior para la orientación y la fuente de alimentación. Se instaló un prototipo (ver Figura 22) en Incheon, Corea del Sur, pero el sistema fue abandonado debido a la mala construcción.



Figura 22. Monorraíl Urbanaut (20).

En la Figura 23 se numeran los elementos más destacados del sistema Urbanaut.



1. Suelo del coche
2. Ruedas de tracción
3. Ruedas de guiado
4. Guía y estabilizador
5. Viga
6. Energía eléctrica
7. Sistemas para la automatización
8. Equipamiento mecánico y eléctrico
9. Compartimento de pasajeros
10. Sistema de calefacción en el interior de la viga

Figura 23. Disposición de las ruedas del sistema Urbanaut (21).

Como se aprecia en la Figura 23, los neumáticos de tracción y apoyo están separados para proporcionar estabilidad adicional del vehículo. Las ruedas de guía inclinadas proporcionan el guiado y evitan el vuelco, descarrilamiento y elevación del vehículo. Estas ruedas se apoyan sobre una plataforma vertical que nace de la viga sobre la que se apoyan las ruedas de tracción.

La propia geometría de la plataforma permite el guiado del monorraíl, como se observa en el modelo de la Figura 24.

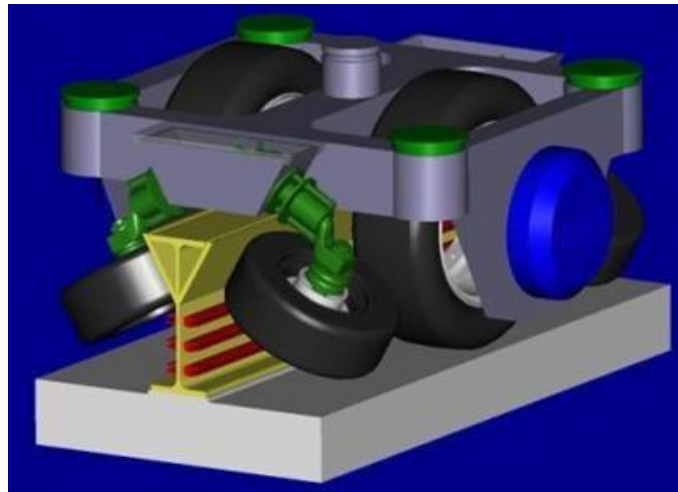


Figura 24. Bogie del sistema Urbanaut (22).

El bogie tiene contacto físico con las 2 ruedas de apoyo y las 4 ruedas guía. Cada coche tiene dos bogies, los cuales soportan la masa del mismo. En la Figura 32 se observan los pivotes que absorben las fuerzas verticales a través de los cuatro puntos de la parte superior y las horizontales a través de la sujeción de las ruedas guía, todos ellos representados en color verde.

Los equipos eléctricos y electrónicos que van unidos al bogie controlan automáticamente la velocidad, aceleración y deceleración del vehículo. En la Figura 24 se muestra también el motor eléctrico de accionamiento directo en la parte exterior de las ruedas de apoyo, el cual está alimentado por un convertidor de frecuencia variable.

A continuación se detallan las características del sistema Urbanaut:

Tabla 6. Características monorraíl Urbanaut (23).

Características	
Longitud	9.5 m con un coche (50,9 m con 7 coches)
Ancho	2,36 m
Altura	3,1 m
Velocidad máxima	96 km/h
Disposición de los bogies	2 por cada coche
Ruedas	Neumáticos de goma, 2 de apoyo y 4 de guía por cada bogie
Motores	Uno por cada bogie
Fuente de alimentación	750 CA
Capacidad	90 pasajeros, 36 sentados
Tipo de freno	Dinámico regenerativo
Masa	3.500 kg

En la Tabla 7 se resumen las características técnicas más importantes de los sistemas que circulan sobre una viga y que se han analizado hasta este punto.

Tabla 7. Comparación de sistemas que circulan sobre una viga.

	ALWEG - Seattle	Bombardier/ Adtranz/VonRoll	Hitachi	Scomi Rail	SL Series	Eurotren monoviga	Urbanaut
Tipo	ALWEG	ALWEG	ALWEG	ALWEG	Viga de acero	"T" invertida	"T" invertida
Nº de coches	4	7	4	2	2	3	1
Longitud	37,2 m	32,12 m	63,5 m	21,2 m	28,7 m	-	9,5 m
Ancho	3,1 m	2,06 m	2,99 m	3,0 m	2,2 m	-	2,36 m
Altura	4,3 m	-	4,51 m	4,3 m	1,9 m	-	3,1 m
Velocidad Máxima	80 km/h	42 km/h	80 km/h	90 km/h	50 km/h	200 km/h	96 km/h
Tipo de rueda	Neumático	Neumático	Neumático	Neumático	Neumático	Neumático	Neumático
Nº de ruedas de apoyo	16	16	32	8	8	12	4
Nº de ruedas guía	48	32	48	24	16	24	8
Tipo de tracción	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica
Fuente de alimentación	600 V CC	500 V CC	1500 V CC	750/1500 V CC	380/460 V CC	-	750 V
Nº de motores	8	6	16	4	4	6	2
Potencia de los motores	75 kW	37 kW	75 kW	100 kW	75 kW	90 kW	-
Nº de bogies	8	8	8	4	4	6	2
Sistema de frenado	Neumático y dinámico	Regenerativo con frenos de disco	Regenerativo con frenos de disco	Electroneumático	-	-	Dinámico regenerativo
Capacidad máxima (pasajeros)	450	170	632	125	232	-	90
Masa	42.000 kg	42.000 kg	40.800 kg	15.000 kg	10.000 kg	-	3.500 kg

2.1.2 Monorraíles suspendidos

1. SAFEGE

SAFEGE era un consorcio de 25 empresas, entre las que se encontraban, por ejemplo, Michelin y Renault para desarrollar una extensión de la línea de metro que conectaba Charenton y Créteil.

La esencia del sistema fue la conversión de los bogies compuestos por neumáticos de caucho en bogies de los que los coches podrían suspenderse para crear un ferrocarril suspendido. El bogie circulaba dentro de una viga con forma de caja hueca, como se muestra en la Figura 25. En la cara interior se disponía de unas ranuras a través de las cuales el sistema avanzaba. De esta forma los coches estaban colgados en una suspensión pendular con resortes neumáticos que proporcionaba estabilidad y confort.

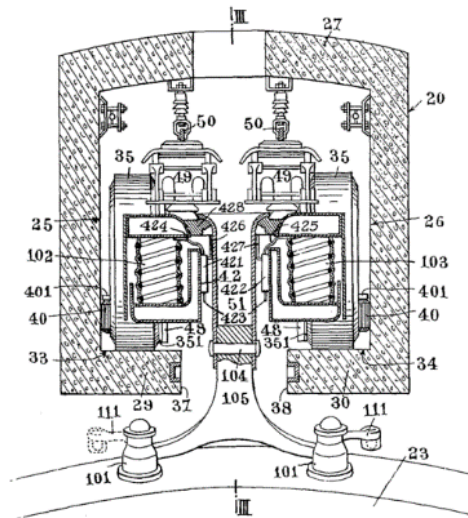


Figura 25. Patente de Lucien Chadenson's del sistema SAFEGE (1959) (13).

El circuito cerrado de los bogies dentro de la caja los protegía de la intemperie, por lo que el sistema no se veía afectado por la lluvia, las heladas o la nieve. Además, al tener propulsión eléctrica proporcionada por un tercer carril, se evitaba el riesgo de electrocución accidental. Al igual que en el metro de París, existían ruedas de emergencia, fabricadas en acero, que entraban en juego si el neumático se desinflaba accidentalmente (24).

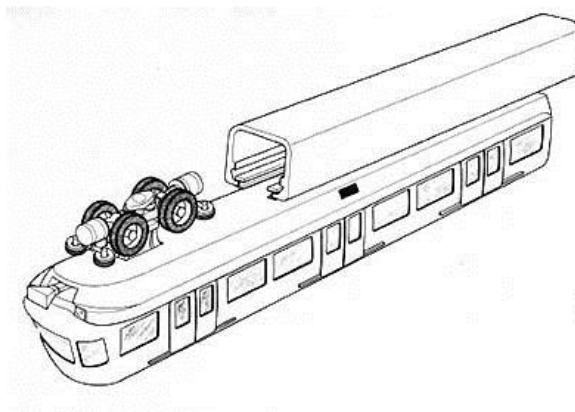


Figura 26. Representación del monorraíl de SAFEGE (24).

A continuación se analizan diferentes diseños basados en el sistema SAFEGE:

- **Mitsubishi**

Hoy en día la representación del sistema SAFEGE está en Japón. Dos de los sistemas más famosos son los de Chiba (cerca de Tokio) y Shonan. El sistema de Shonan fue inaugurado en 1970 y dispone de varias estaciones.

Una de las razones oficiales por las que Chiba instaló el sistema SAFEGE fue debido a las inclemencias del tiempo, que afectan frecuentemente a la ciudad. Con SAFEGE, las superficies de rodadura y los bogies están protegidos dentro de las vigas. Por el contrario, los monorraíles de tipo ALWEG necesitan calentadores u otros sistemas para combatir duras condiciones de frío o nieve.

Las vigas tienen forma de cajas de acero huecas de 1,86 m por 1,89 m, mucho más grandes que las instalas en el Disney / Bombardier. El monorraíl está compuesto por dos coches de 15,4 m de cada coche largo y 2,65 m de ancho, y cada uno tiene dos bogies de cuatro ruedas neumáticas, más cuatro ruedas de guía de goma por cada bogie.

La potencia proviene de un tercer carril en el interior de la viga, que suministra energía a los 2 motores que tiene cada bogie, habiendo un total de 4 por tren. El equipo eléctrico y los equipos de climatización están por encima de la cabina. Esto ayuda a disminuir los riesgos de incendio y hace que su mantenimiento sea sencillo.

Así mismo dispone de un sistema de suspensión que permite el movimiento pendular del coche unos cuantos grados, lo que facilita que los pasajeros puedan tomar curvas estando de pie.

En la Tabla 8 se resumen algunos datos técnicos de los monorraíles Mitsubishi:

Tabla 8. Características monorraíl Mitsubishi (19) (25).

Características	
Longitud	15,4 m (2 coches por cada tren)
Ancho	2,65 m
Altura	4,33 m
Velocidad máxima	65 km/h
Disposición de los bogies	2 bogies por cada coche
Ruedas	Neumáticos, 4 ruedas de apoyo y 4 de guiado por cada bogie
Motores	Dos motores de 100 kW por cada bogie con dos ejes cada uno
Fuente de alimentación	1.500 V CC
Capacidad	79 pasajeros, 42 sentados
Configuración de la vía	1,86 m x 1,89 m
Masa	21.500 kg

- **Siemens H-Bahn**

El H-Bahn de Siemens (también conocido como SIPEM, Siemens People Mover) existe desde los años 70. Este sistema, el cual se muestra en la Figura 27, está diseñado como un sistema de transporte de capacidad media, capaz de transportar hasta 15.000 pasajeros por hora en cada sentido (26).



Figura 27. Monorraíl de Siemens H-Bahn (27).

El sistema instalado en Dortmund fue el primer sistema de transporte urbano controlado de manera automática en Alemania. Se componía de dos cabinas que transportaban 42 pasajeros cada uno a lo largo de una línea principal de 1 km de largo que une dos campus universitarios. Esta línea ha sido extendida varias veces, incluyendo varios cambios de vía. El aeropuerto de Düsseldorf - SkyTrain es el segundo sistema Siemens H-Bahn al inaugurar una línea de 2,5 km de doble sentido en 2002.

En la Tabla 9 se resumen algunos datos técnicos del monorraíl Siemens H-Bahn de Dortmund:

Tabla 9. Características monorraíl Siemens H-Bahn (28).

Características	
Longitud	9,2 m (un solo coche)
Ancho	2,24 m
Altura	2,62 m
Velocidad máxima	50 km/h
Disposición de los bogies	2 bogies por cada coche con 2 ejes cada uno.
Ruedas	Neumáticos de goma, dos ruedas de apoyo y dos de guiado por cada eje
Motores	4 motores, dos por cada bogie, con un consumo máximo de 225 kVA entre todos.
Fuente de alimentación	400 V CA
Sistema de frenado	Combinación reostático/regenerativo
Capacidad	45 pasajeros, 16 sentados
Masa del coche	8.455 kg
Masa máxima autorizada	13.378 kg

2. Viga en forma de “I”

El monorraíl suspendido con viga en forma de “I” es el más común del mundo, pero teniendo en cuenta no sólo el transporte de personas, sino también el de mercancía.

La industria del monorraíl en forma de “I” es, por su sencillez de diseño, el más utilizado para casi cualquier tipo de transporte, sobre todo en el ámbito comercial.

Hoy en día la única empresa que sigue activa en la promoción del monorraíl en “I” es Titan Global Systems.

Titan Global ofrece tres sistemas de motor lineal diferentes para sus monorraíles (29):

- El sistema denominado PRT opera a una velocidad de 20-25 *km/h* y utiliza vehículos con capacidad de entre 4 y 20 pasajeros.
- Los sistemas JETRAIL operan a una velocidad de 56 *km/h* y utiliza vehículos con capacidad de entre 30 y 50 pasajeros.
- El sistema AstroGlide funciona a una velocidad de 50 a 70 *km/h* y cuenta con un vehículo para 75 pasajeros, pudiendo llegar hasta los 112 pasajeros como máximo.

La propulsión se realiza teniendo en cuenta la reacción electromagnética que se produce entre una parte activa (motor de inducción) y una pasiva (carril guía). Por lo tanto, este sistema se podría incluir, si no fuera por tratarse de un perfil especial del carril guía, dentro de los monorraíles magnéticos.

Esta tecnología elimina las pérdidas en las transmisiones y el mantenimiento de cojinetes, engranajes y ruedas de tracción. Esto, además, implica que el sistema es muy silencioso. Sólo hay que mantener en buen estado las ruedas de guía que están en contacto con el carril guía, ya que la levitación magnética alivia la mayor parte del peso del vehículo y la fricción asociada a las ruedas guía se reduce significativamente.

Al tratarse de un sistema que no tiene instalaciones operativas en la actualidad, no se tendrá en cuenta para comparaciones ni análisis posteriores.

3. Sistemas con ruedas de doble pestaña

El sistema más conocido es el Wuppertal Schwebebahn, en Alemania. El monorraíl cuenta con dos bogies con dos ruedas cada uno. Las ruedas de acero con doble pestaña operan en un solo carril de acero apoyado sobre una viga, como se muestra en la Figura 28.

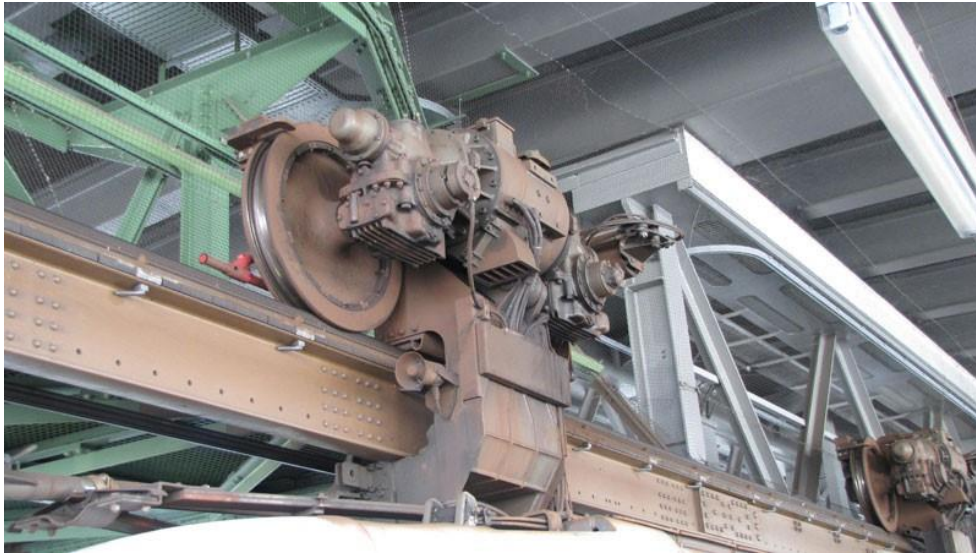


Figura 28. Bogie del Wuppertal Schwebebahn (30).

Los bogies de los primeros coches tenían un solo motor, pero actualmente utilizan un motor por cada bogie (ver Figura 29) con engranajes helicoidales.

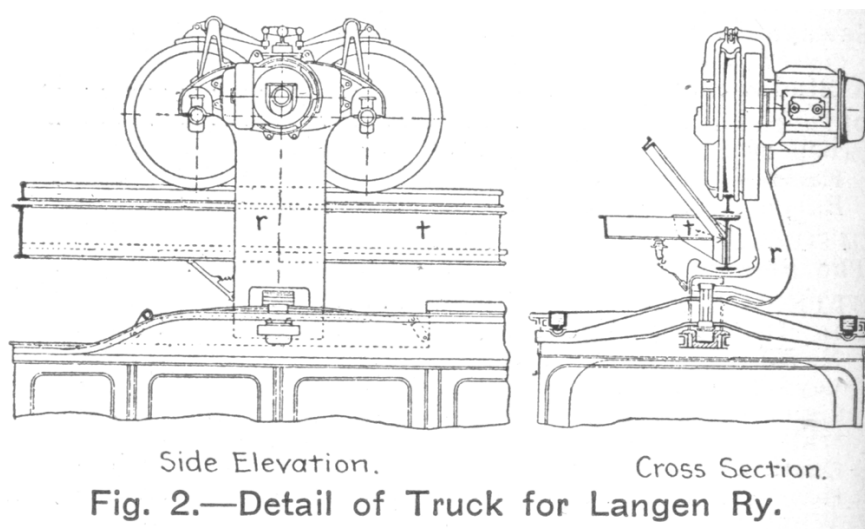


Figura 29. Vista de perfil y alzado del sistema con doble pestaña (30).

El Schwebebahn tenía un historial de seguridad perfecto hasta 1999. Pero el 12 de abril de 1999, uno de los trenes Wuppertal se cayó y se sumergió en el río situado debajo. Por primera vez en 98 años de historia de la Schwebebahn, cinco personas murieron y 47 resultaron heridas.

El accidente se produjo cuando un contratista que trabajaba en la guía dejó accidentalmente una abrazadera de metal en él. Por lo tanto, no se trató de un defecto en el equipo ni en los procedimientos normales de operación, sino de un error humano.

En la Tabla 10 se detallan algunos datos técnicos del Wuppertal Schwebebahn:

Tabla 10. Características del monorraíl Wuppertal Schwebebahn (19) (31).

Características	
Longitud	24,06 m (dos coches)
Ancho	2,2 m
Altura	2,7 m
Distancia entre bogies	7,6 m
Distancia de eje a eje de cada bogie	1,3 m
Diámetro de las ruedas	0,8 m
Velocidad máxima	60 km/h
Disposición de los bogies	4 bogies, dos por cada coche
Ruedas	Dos rueda de acero con doble pestaña por cada bogie
Motores	Un motor de 50 kW CC por cada bogie (ver Figura 45)
Fuente de alimentación	600 V CC
Sistema de frenado	Aire comprimido
Capacidad	204 pasajeros, 48 sentados
Masa	22.000 kg



Figura 30. Sistema con doble pestaña y un motor por cada bogie (32).

En la Tabla 11 se resumen las características técnicas de algunos de los sistemas de monorraíl suspendido más destacados que siguen funcionando en la actualidad, dos de ellos tipo SAFEGE y uno con el sistema de doble pestaña.

Tabla 11. Comparación de los sistemas de monorraíl suspendido.

Características	Mitsubishi	Siemens H-Bahn	Wuppertal S
Tipo	SAFEGE	SAFEGE	Doble pestaña
Nº de coches	2	1	2
Longitud	15,4 m	9,4 m	24,06 m
Ancho	2,65 m	2,24 m	2,2 m
Altura	4,33 m	2,62 m	2,7 m
Velocidad Máxima	65 km/h	50 km/h	60 km/h
Tipo de rueda	Neumático	Neumático	Acero
Nº de ruedas de apoyo	16	8	4
Nº de ruedas guía	16	8	0
Tipo de tracción	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica
Fuente de alimentación	1500 V CC	400 V CA	600 V CC
Nº de motores	8	4	4
Potencia de los motores	100 kW	225 kVA (entre todos)	50 kW CC
Ejes por cada bogie	2	2	1
Nº de bogies	4	2	4
Tipo de freno	-	Reostático/regenerativo	Aire comprimido
Capacidad	79	45	204
Masa	21.500 kg	8.455 kg	22.200 kg

2.1.3 Monorraíles magnéticos

El monorraíl de levitación magnética sigue una vía guía como los monorraíles convencionales, pero unos potentes imanes proporcionan la energía necesaria para propulsar y mantener el coche en suspensión.

En la mayoría de sistemas Maglev no hay ruedas en contacto con la superficie, el tren levita en lugar de rodar sobre la vía.

Actualmente existen instalaciones con este tipo de sistema en Daejeon (Corea del Sur), Emsland (Alemania), Incheon (Corea del Sur), Nagoya (Japón), Virginia (Estados Unidos), San Diego (California, Estados Unidos), Shanghai (China) y Taeduk (Corea del Sur).

Existen principalmente dos sistemas Maglev, los cuales se siguen desarrollando (33):

1. EMS Maglev

El sistema de suspensión electromagnética (EMS) hace levitar el tren sobre un riel de acero mientras unos electroimanes adjuntos al tren se orientan hacia el monorraíl desde abajo.

El sistema dispone de una serie de brazos en forma de “C” con electroimanes en los extremos, los cuales se acercan por cada extremo a unos imanes situados en la vía. Los fenómenos de atracción y repulsión electromagnética permite el guiado del monorraíl a lo largo de la vía.

La principal ventaja de los sistemas de levitación magnética en suspensión es que trabajan en todas las velocidades, a diferencia de los sistemas electrodinámicos que sólo funcionan a una velocidad mínima de alrededor de 30 *km/h*, lo que implica la necesidad de un sistema paralelo para circular a baja velocidad.

2. EDS Maglev

Con la suspensión electrodinámica (EDS), tanto en el carril como el tren ejercen un campo magnético, y el tren se levitan por la fuerza de repulsión y atracción entre estos campos magnéticos. El campo magnético se puede producir tanto con imanes superconductores como con imanes permanentes.

Una ventaja importante de los sistemas de levitación magnética EDS es que son dinámicamente estables, es decir, a medida que se producen cambios en la distancia entre la pista y los imanes se van creando fuerzas que devuelven el sistema a su posición original.

Sin embargo, a bajas velocidades, la repulsión magnética no es lo suficientemente grande para hacer levitar el tren. Por esta razón, el tren debe tener ruedas o alguna otra forma de tren de aterrizaje para apoyar el tren hasta llegar a la velocidad de despegue.

El sistema más famoso es el de la Figura 31, el monorraíl Transrapid (34).



Figura 31. Monorraíl Transrapid (35).

2.2 Análisis comparativo conjunto de los sistemas existentes

En la Tabla 12 se detallan los datos técnicos más representativos de los sistemas de monorraíl existentes en la actualidad, exceptuando los monorraíles magnéticos, de esta forma se pretende comparar los sistemas sea cual sea su modo de circulación.

Tabla 12. Comparativa de sistemas suspendidos y no suspendidos.

Características	ALWEG	Viga de acero	SAFEGE	Doble pestaña
Suspendido	No	No	Sí	Sí
Tipo de tracción	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica	Eléctrica
Cambio de vía	Sí	Sí	Sí	No
Motores por bogie	1	1	2	1
Potencia de los motores	75-100 kW	75 kW	100 kW	50 kW CC
Tipo de rueda	Neumático	Neumático	Neumático	Acero
Nº de ruedas de apoyo por bogie	2	2	4	1
Nº de ruedas guía por bogie	6	6	4	0
Bogies por coche	2	2	2	2
Ejes por bogie	1	1	2	1
Velocidad máxima	40-90 km/h	50 km/h	50-70 km/h	60 km/h
Tipo de freno	Neumático y dinámico	-	Reostático/regenerativo	Aire comprimido

2.3 Instalaciones en funcionamiento

Actualmente existen en el mundo 59 instalaciones en funcionamiento, de las cuales 28 están en Asia, 14 en América, 14 en Europa, 2 en Oceanía y 1 en África, como se observa en la Figura 32 (36).

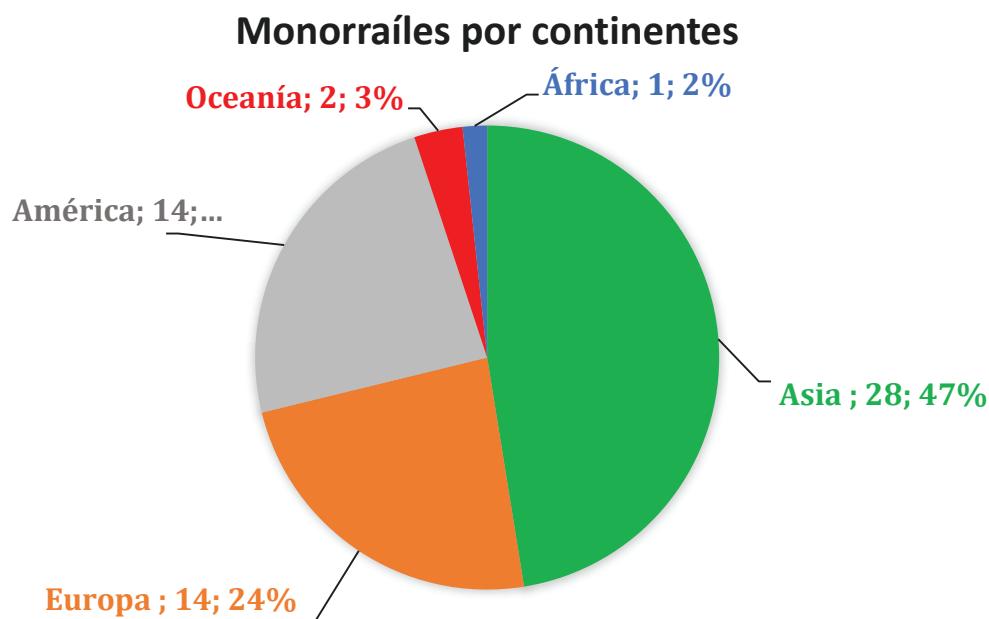


Figura 32. Porcentaje de instalaciones de monorraíl por continente.

Estas cifras tienen una relación directa con la historia del monorraíl, puesto que Asia, y especialmente Japón (ver Figura 33), apostó fuerte por los sistemas de monorraíl ALWEG y SAFEGE en la década de 1950.

Monorraíles en Asia

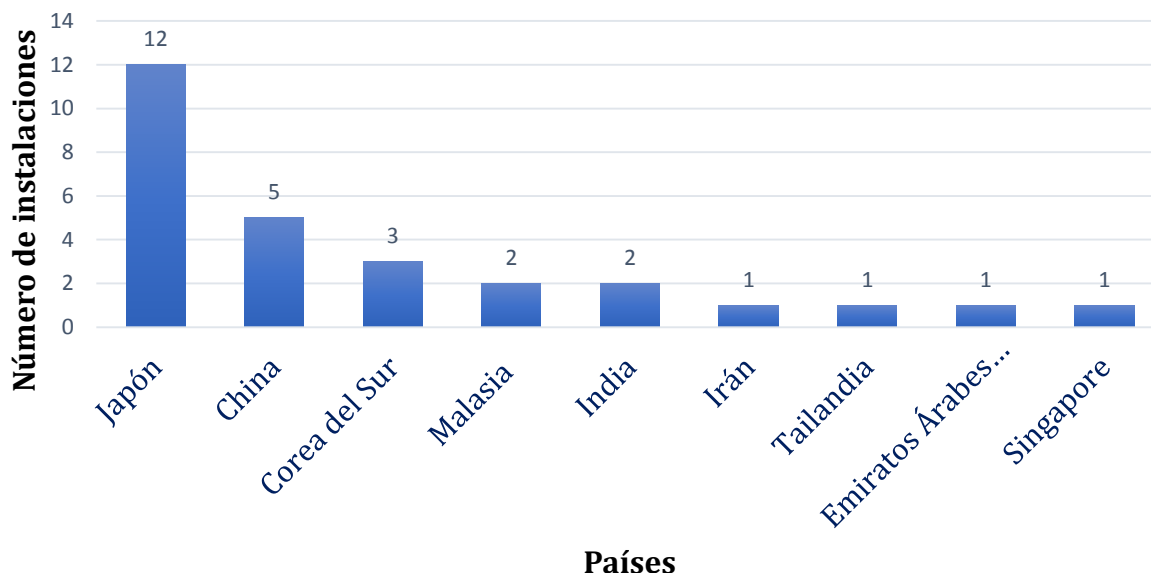


Figura 33. Instalaciones de monorraíl en Asia.

Sin embargo, la supremacía de Japón respecto al número de instalaciones podría verse en peligro, puesto que India tiene prevista la construcción de 13 monorraíles en distintas ciudades del país para intentar resolver los problemas de movilidad dentro de las ciudades y la alta densidad de población de los núcleos urbanos. Indonesia, Hong Kong o Malasia son otros de los países que se acercarán a las cifras de Japón en Asia.

Entre todas las instalaciones suman más de 260 estaciones y 300 km de línea. Destaca el Tokyo-Haneda Monorail de Japón con más de 17 km de línea y el Shanghai Maglev Train de China, con propulsión magnética, el cual hace recorridos de más de 30 km entre sus dos estaciones.

En cuanto a los monorraíles en suspensión, tan sólo existen seis, cuatro en Japón (Tokio, Shonan, Chiba y Hiroshima) y uno en India (Mapsa), siendo los más extensos los situados en Chiba y Naha, con más de 12 km de línea cada uno.

Los monorraíles más modernos de Asia son los de Mumbai (India) y Qom (Irán), cuya apertura se produjo en 2014.

En Europa las instalaciones de monorraíl se reducen prácticamente a la mitad. En la Figura 34 se detalla la localización de los 14 monorraíles instalados en Europa.

Monorraíles en Europa

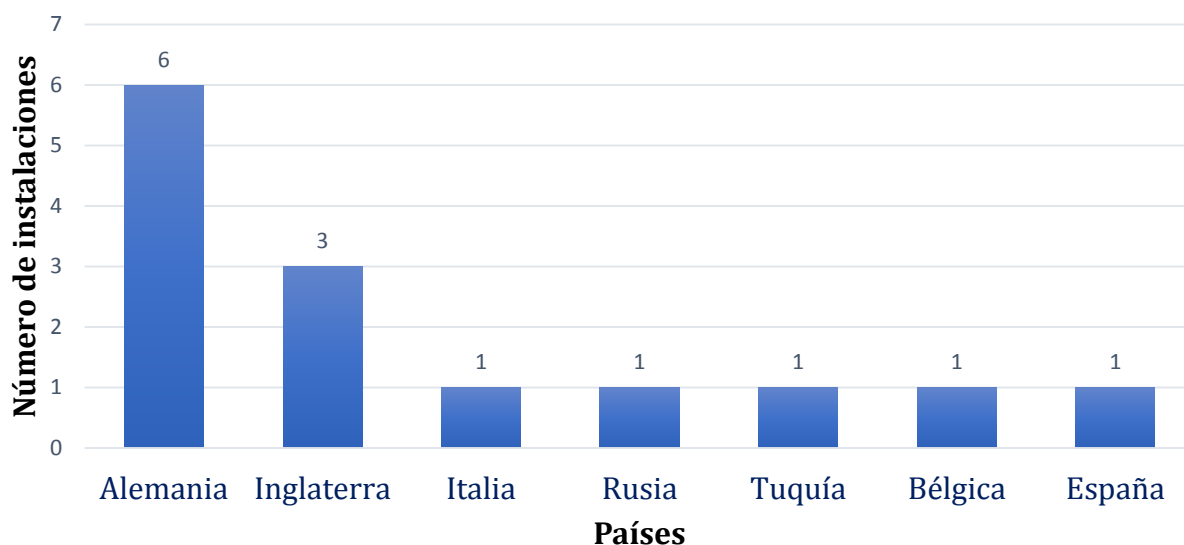


Figura 34. Instalaciones de monorraíl en Europa.

Alemania es el país que más ha apostado por la tecnología del monorraíl, y son 6 los sistemas de que dispone, de los cuales tres circulan en suspensión (Wuppertal, Dortmund y Dresden). El más importante es el de Wuppertal, por su extensión (13,3 *km*) y número de usuarios (82.000 diarios).

Entre los 14 monorraíles suman más de 35 *km* de línea, cifra que apenas llega a la décima parte de los kilómetros de línea instalados en Asia.

El monorraíl más moderno es el instalado en Ankara (Turquía), cuya línea de 0,5 *km* se abrió al público en 2012.

En América, los 14 monorraíles instalados, misma cifra que en Europa, suman más de 60 *km* de línea, casi el doble que en Europa. Esto es debido principalmente a que el monorraíl instalado en Florida tiene 23,4 *km* de línea, más de un tercio del total.

Monorraíles en América

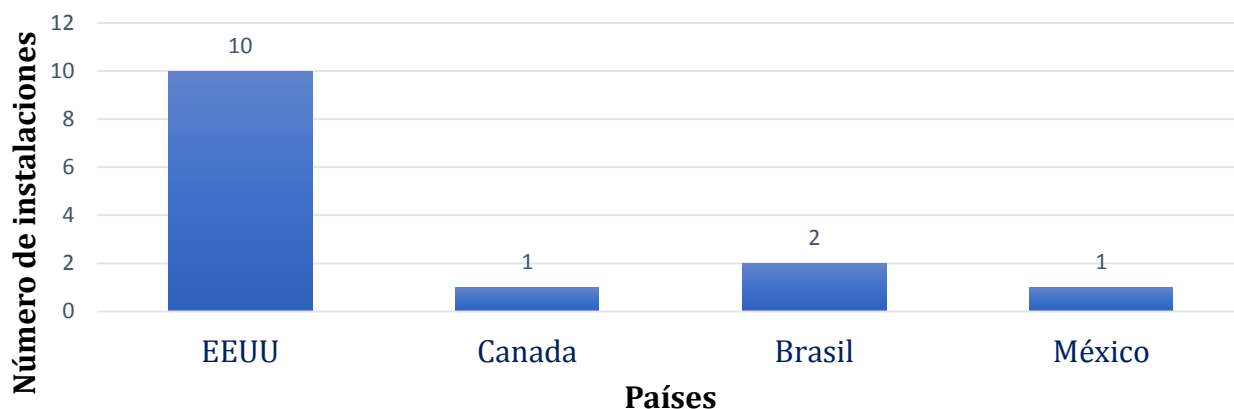


Figura 35. Instalaciones de monorraíl en América.

El último monorraíl construido está en São Paulo, se abrió en 2014 y tiene casi 3 *km* de línea.

En cuanto a África y Oceanía, tan sólo suman tres monorraíles entre ambos continentes, uno en Nigeria y dos en Australia (Queensland y Broadbeach).

En líneas generales, es importante destacar que de los 50 monorraíles que están en funcionamiento hoy en día sólo 9 circulan en suspensión, y sólo uno, el Shanghai Maglev Train, tiene sistema de tracción magnética.

Los continentes con mayor número de estaciones son Asia con 268, América con 66 y Europa con 55. Este es un dato a tener en cuenta, puesto que una estación puede ser un punto de partida importante para crear oportunidades de negocio o impulsar el crecimiento de ciudades.

La tecnología del monorraíl tiene puestas las vistas en el futuro, actualmente más de 50 proyectos para instalar monorraíles alrededor del mundo, la mayoría en India y EEUU (ver Figura 36).

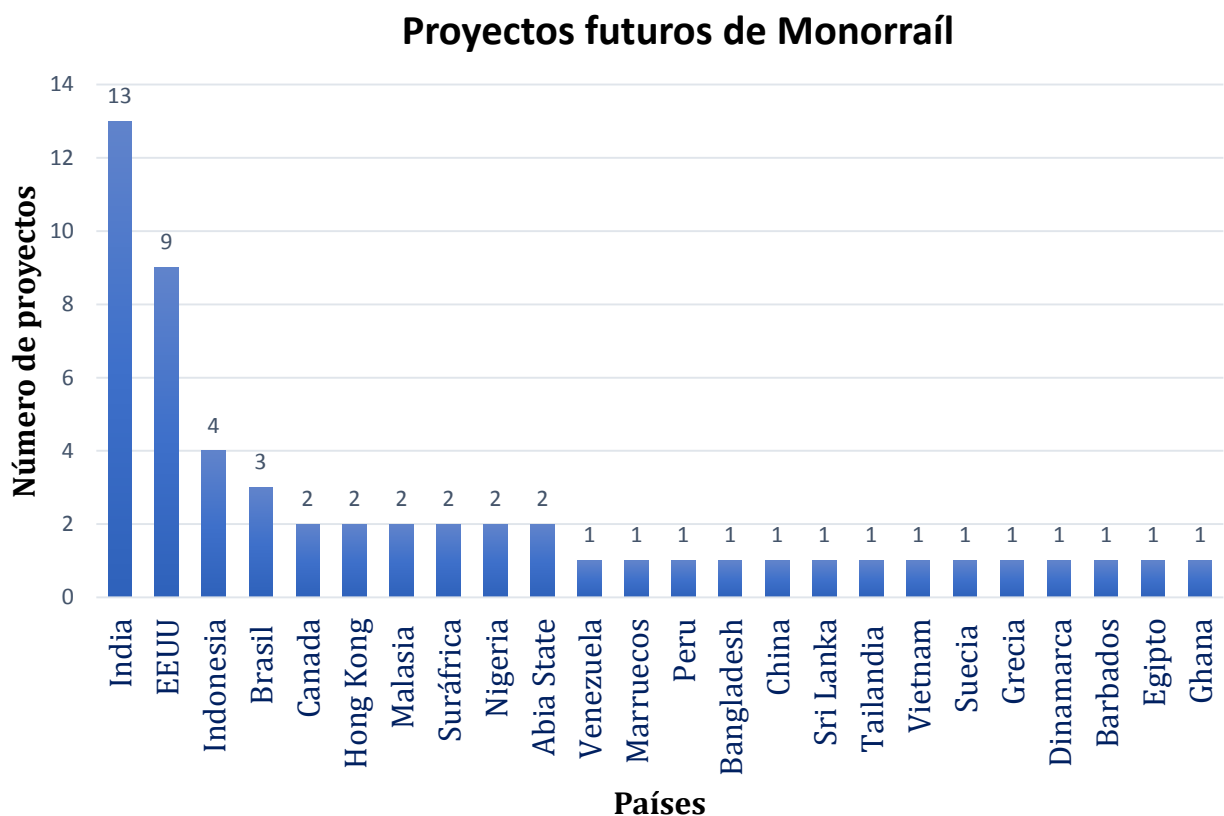


Figura 36. Proyectos futuros de monorraíl por países.

2.4 Diseños futuros

2.4.1 Sky Train Corporation (STC)

El Sky Train está diseñado para mover tanto personas como mercancías por encima de la congestión del tráfico. Los coches son de 3,0 m de ancho, y entre 12,2 m y 24.3 m de largo.

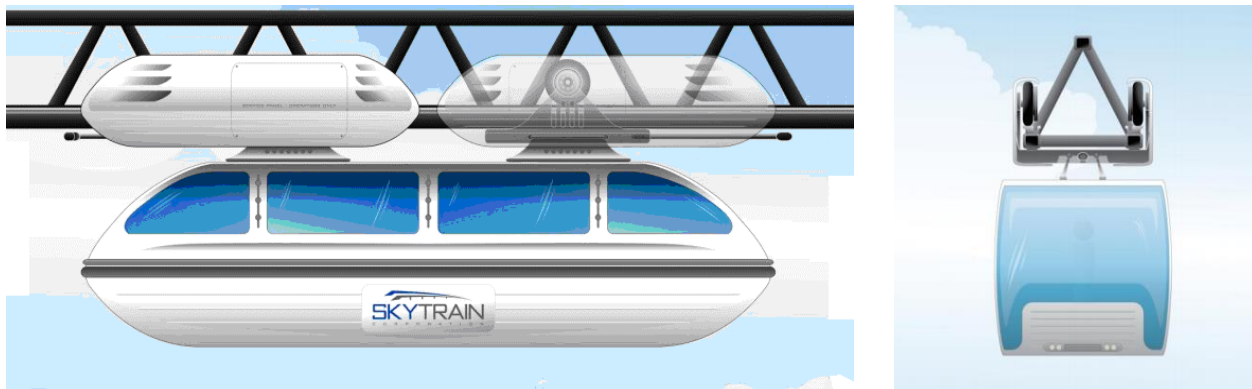


Figura 37. Sistema STC.

El diseño incorpora una interfaz innovadora con placas solares para alimentar esta próxima generación de monorraíl de alta velocidad.

Como se observa en la Figura 37, el sistema está basado en el concepto de SAFEGE, con dos ruedas apoyo por cada bogie que en este caso también servirían de guía al estar rodeados por una caja (5).

2.4.2 Aerorail

Este sistema es muy similar a los sistemas de Mitsubishi en Japón, es decir, de tipo SAFEGE, pero tiene varias diferencias significativas. Utiliza ruedas de acero en lugar de neumáticas, de forma que mejora la velocidad. Para reducir la vibración, estas ruedas tienen un elastómero entre el acero del raíl y el de los neumáticos.



Figura 38. Sistema Aerorail (37).

La infraestructura tiene una configuración de doble haz, elevando el coche unos 29 m sobre el suelo.

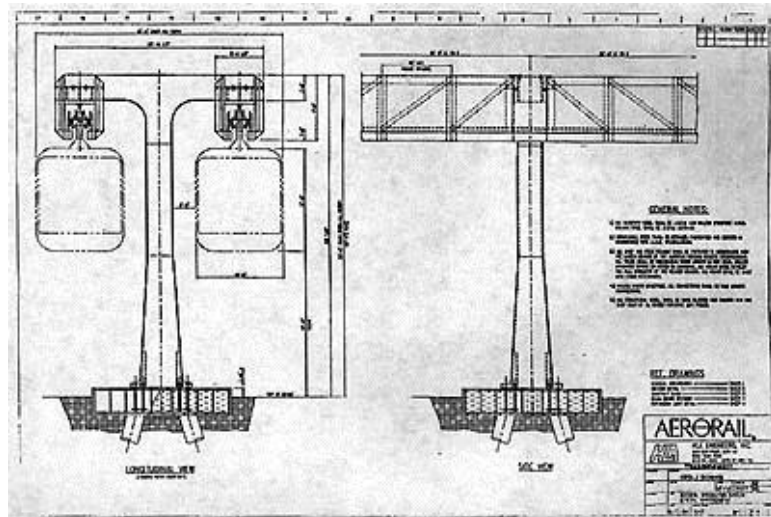
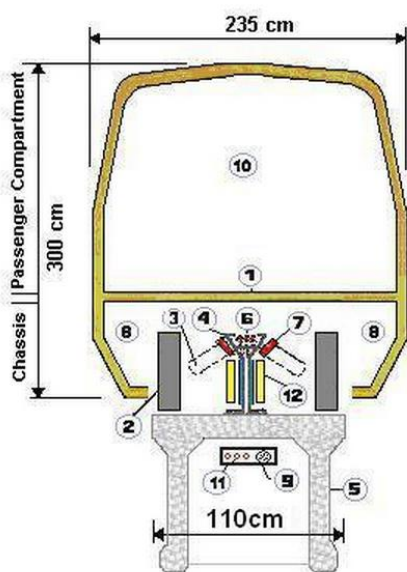


Figura 39. Infraestructura del sistema Aerorail.

En cuanto a la tracción y propulsión, las ruedas son de 72 cm de diámetro. La propulsión se realiza con motores de corriente alterna trifásicos, a 750 V con corriente continua. El frenado es de tipo regenerativo mientras que el freno de parada de emergencia es mecánico. La potencia que desarrolla cada coche es de más de 1,4 MW.

El soporte vertical para la suspensión de los coches se realiza mediante dos hangares de acero tubulares con un par de muelles hidráulicos que se utilizan para amortiguar la oscilación y permitir el balance en las curvas. Todos los sistemas eléctricos y de aire acondicionado se encuentran por encima de la cabina de pasajeros (al igual que en los sistemas de Mitsubishi) mientras que en los sistemas ALWEG el equipo está por debajo del compartimiento de pasajeros.

2.4.3 SemiMaglev Urbanaut



1. Suelo del coche
2. Ruedas de apoyo
3. Ruedas de guía (ya no existen)
4. Raíl guía
5. Viga elevada
6. Suministro de energía
7. Imanes electromagnéticos
8. Equipamiento mecánico y eléctrico
9. Cable de fibra óptica para las comunicaciones
10. Compartimento de pasajeros
11. Suministro de energía externo
12. Propulsión sin contacto

Figura 40. Esquema general del sistema SemiMaglev Urbanaut (21).

A bajas velocidades el coche se apoya sobre las ruedas, mientras que cuando la velocidad se incrementa, se eleva parcialmente gracias a los imanes electromagnéticos, reduciendo la fricción.

El sistema cuenta con un MLIM (*Maglev Linear Induction Motor*) que interactúa con el carril de guía de hierro, creando una fuerza de repulsión entre el MLIM y carril de guía.

2.4.4 Personal Rapid Transit - PRT

El sistema de monorraíles PRT (*Personal Rapid Transit*) persigue la idea de que un usuario pueda montarse en su propio coche monorraíl y viaje directamente a su destino, sin pasar por todas las estaciones durante el trayecto. El vehículo viaja sobre el tráfico en una vía guía del monorraíl. Ese es el concepto en el que están trabajando los defensores y promotores del PRT [\(38\)](#).

Skyweb Express ha ido más allá de los gráficos por ordenador y ha desarrollado un vehículo a gran escala y ahora está planeando construir una pista de pruebas.

U.S. Patent Jun. 11, 1985 Sheet 1 of 4 4,522,128

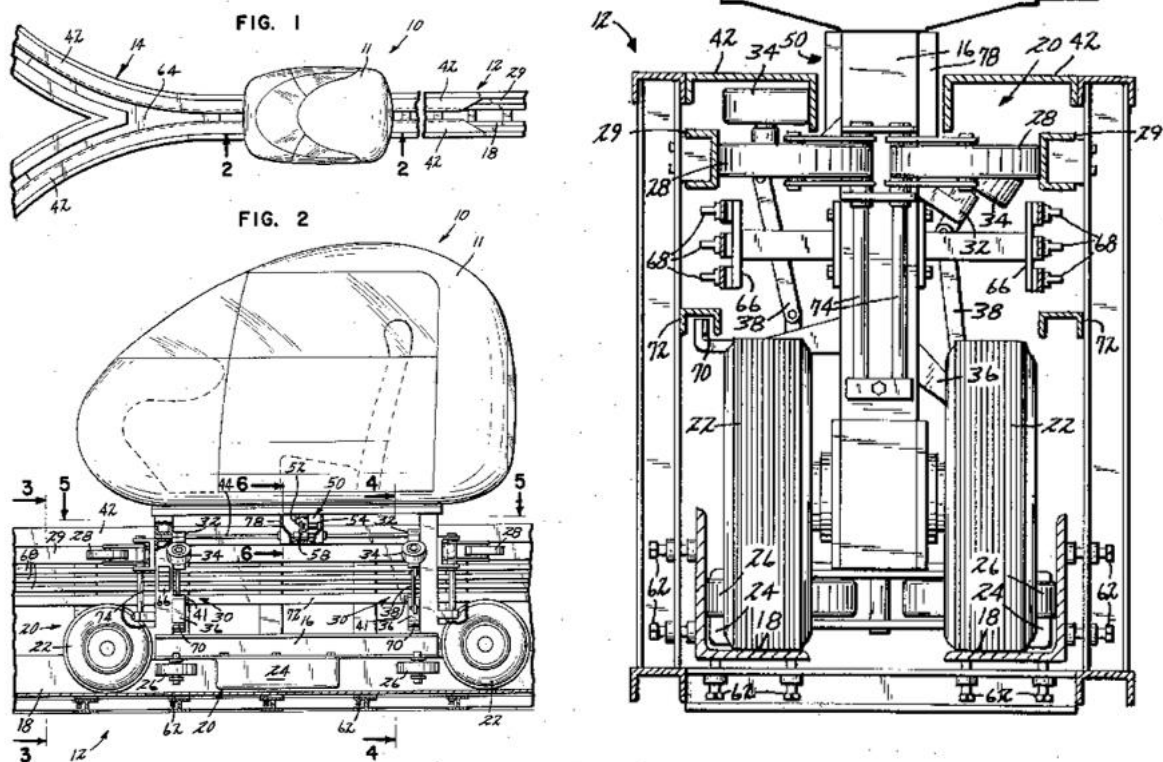


Figura 41. Patente del sistema PRT [\(39\)](#).

El sistema dispone de cuatro ruedas de apoyo y otras 4 de guiado, siguiendo un concepto similar a los sistemas de monorraíl tipo ALWEG, con la diferencia de que el guiado no se logra mediante una viga situada entre las ruedas de guía, sino con una caja que engloba el sistema y que sirve de apoyo para las ruedas de guiado [\(40\)](#).

2.4.5 Monorraíles híbridos

- **System 21 monobeam**

Este sistema consta de vías bidireccionales para el transporte de vehículos en una sola viga,

El Scherer Monobeam fue promovido sin éxito en la década de 1960. Aun así, el concepto sigue estando industrialmente patente hoy en día y se siguen promoviendo muy diferentes versiones del concepto, en el que los vehículos se desplazan en voladizo.

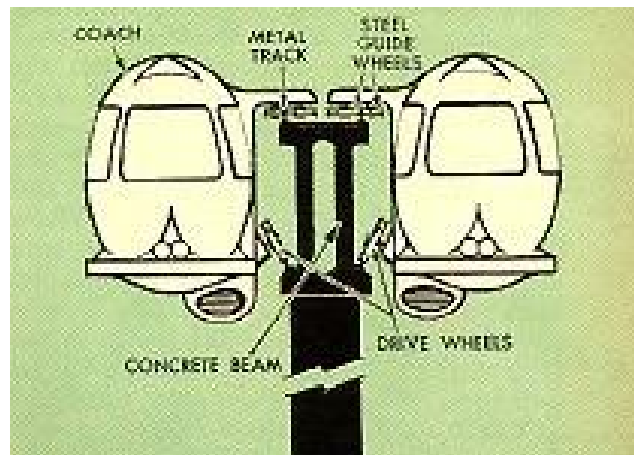


Figura 42. Sistema de apoyo del monorraíl System 21 Monobeam.

La empresa FUTREX sigue desarrollando el System 21 Monobeam en Charleston, Carolina del Sur. FUTREX planea construir y probar un prototipo a gran escala para demostrar de manera concluyente la calidad de la conducción, las características de evacuación, el bajo nivel de ruido, la fiabilidad, la facilidad de mantenimiento, fabricación e instalación y el coste total de este tipo de tecnología.

La diferencia fundamental con los monorraíles tradicionales es que el coche tiene puntos de apoyo a distintas alturas, las ruedas de la parte inferior son motrices mientras que las de la parte superior guían el vehículo por la guía y le permiten permanecer unido a la viga central, como se aprecia en la Figura 43 (41).



Figura 43. Prototipo del System 21 Monobeam.

El sistema tendría la posibilidad de realizar cambios de vía con un sistema basado en el ferrocarril.

En la Tabla 13 se detallan algunos datos técnicos del System 21 **(41)** **(42)**:

Tabla 13. Características System 21.

Características	
Longitud	8,5 m por coche (de 1 a 10 coches)
Velocidad máxima	112 km/h
Disposición de los bogies	Un bogie por cada rueda motriz
Ruedas	Dos ruedas motrices y otras dos de guía
Motores	Un motor de 75 kW trifásico CA por cada rueda motriz
Fuente de alimentación	750 V CC a través de un tercer carril de contacto
Capacidad	52 pasajeros, 24 sentados
Masa	5.200 kg

- **People Cargo Mover**

Este tipo de sistema está pensando tanto para el transporte a corta y larga distancia. Está especialmente diseñado para su incorporación en la mediana de autopistas y autovías de doble sentido, aunque también es posible incorporarlo como medio de transporte subterráneo sin más que suprimir la columna que elevaría el sistema original.

La diferencia de los sistemas de transporte similares ya en uso es la geometría de la vía, la cual es la misma para ambos sentidos, como se aprecia en la Figura 44.

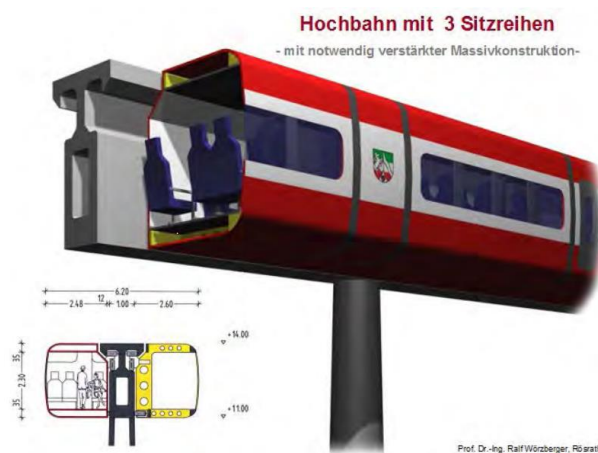


Figura 44. Sistema People Cargo Mover.

Los coches circularían en voladizo, colgando de la viga central por ambos lados de la misma aprovechando el peso del sistema que se apoya tanto en la parte superior como en la inferior, haciendo del People Cargo Mover un sistema híbrido de monorraíl.

A diferencia del System 21 Monobeam este sistema tiene un par de ruedas más, las 4 ruedas de la parte superior sirven para guiar y traccionar el vehículo mientras que las dos ruedas de la parte inferior apoyarían el peso del coche sobre la viga, permitiendo el desplazamiento **(43)**.

Capítulo 3

Diseño conceptual

3.1 Comparación cualitativa y cuantitativa de los sistemas existentes

El objetivo de este apartado es disponer del punto de partida para el sistema a desarrollar en el Trabajo Fin de Máster, entendido como una mejora de los sistemas existentes. Para ello se comparan cualitativa y cuantitativamente los sistemas de monorraíl existentes más importantes. Se analizarán como variables las características técnicas de los sistemas para conocer los puntos fuertes de cada uno en comparación con el resto.

Los monorraíles seleccionados han sido los siguientes:

- Tipo ALWEG: monorraíl de Seattle, monorraíl de Bombardier/Adtranz/VonRoll, monorraíl de Hitachi y monorraíl de Scomi.
- Tipo viga de acero: monorraíl SL Series.
- Tipo SAFEGE: monorraíl de Mitsubishi y monorraíl de Siemens H-Bahn.
- Tipo doble pestaña: monorraíl Wuppertal Schwebebahn.

Para poder comparar los sistemas entre sí es necesario que todos ellos estén en el mismo sistema de referencia. En este caso, tomar todas las variables respecto a un solo coche de monorraíl, sea cual sea el número total de coches que lleve o pueda llevar cada monorraíl en una operación habitual. En caso de existir sistemas en ciertos coches pero no en todos, se dividirá entre el número total de coches, por ejemplo, si un monorraíl tiene cuatro coches y sólo dos de ellos tienen un motor, para la comparación se tomará un motor por coche.

Los valores de estas variables se han obtenido teniendo en cuenta los datos técnicos detallados a lo largo del Capítulo 2.

3.1.1 Análisis cualitativo

Es necesario valorar cualitativamente los sistemas debido a que no todas las características técnicas están expresadas numéricamente, como por ejemplo, el tipo de vía o los sistemas de seguridad. Otros, sin embargo, es suficiente con ordenarlos de mayor a menor para saber qué sistema es mejor, como por ejemplo, la velocidad máxima. Esta valoración servirá como base para la determinación de qué sistema es mejor englobando todas las características técnicas consideradas.

Las variables o características técnicas tenidas en cuenta en la comparación de la Tabla 14 son las siguientes:

- **Velocidad:** referida a la velocidad máxima en km/h que puede alcanzar. Para la comparación de los sistemas se considerará la velocidad más alta con mayor valoración, puesto que hoy en día, para ser competitivo con otros medios de transporte, el tiempo invertido en recorrer un trayecto debe ser mínimo.
- **Consumo:** referido al consume total en kW que necesitan los motores de cada coche en conjunto.

Se han valorado con mayor valor los sistemas que menos kW consuman, entendiendo este consumo como el consumo de los motores propulsores, sin tener en cuenta otros consumos auxiliares que puedan existir.

- **Capacidad:** referida al número máximo de pasajeros a transportar. Al igual que con la velocidad de los sistemas, para poder competir con otros medios de transporte es necesario que un sistema tenga una capacidad de transporte lo suficientemente alta como para poder satisfacer la demanda de usuarios correspondiente.

Por tanto, y teniendo en cuenta las capacidades que poseen otros medios de transporte, se valorarán más los sistemas que puedan transportar más usuarios por cada coche.

- **Mantenimiento:** principalmente referido al mantenimiento de ruedas, motores y reductores. Para la valoración se ha tenido en cuenta el número y tipo de rueda y el número de motores. Se ha subdividido en tres categorías, alto, medio y bajo, en función de los costes de mantenimiento y tiempo de reparación que conlleve el sistema.
- **Seguridad:** se ha dividido en dos tipos, A y B. La primera está referida a la gravedad de un accidente en caso de que se produzca, es decir, si el sistema accidentado tendría consecuencias fatales para los pasajeros, como por ejemplo el accidente del monorraíl de Wuppertal (ver Figura 42), donde hubo víctimas mortales. La segunda representa la capacidad de evacuar a los pasajeros en caso de accidente. En este caso la seguridad de los tipos A y B se ha valorado como alta o baja.

El monorraíl Wuppertal Schwebebahn tiene una seguridad tipo A “alta”, puesto que la posibilidad de que un accidente sea grave en caso de producirse es alta. A modo de ejemplo, si un operario en una labor de reparación se dejara una herramienta sobre el único carril que tiene la vía, supondría, con alta seguridad, el descarrilamiento y caída del monorraíl al suelo, un hecho que tendría graves consecuencias para los pasajeros. Sin embargo, en el resto de sistemas, al tener dos o más ruedas de apoyo, la probabilidad de que se produzca un accidente de este tipo es menor.

Los monorraíles suspendidos, a diferencia de los monorraíles que circulan sobre la vía, tienen una seguridad de tipo B “alta”, puesto que estos sistemas van equipados con rampas de emergencia, similares a las de los aviones, para evacuar de manera eficaz a los pasajeros. En los monorraíles que circulan sobre una vía tienen los pasajeros no pueden evacuar inmediatamente el vehículo debido a que éste suele estar elevado y no todas las instalaciones cuentan con pasarelas de emergencia.

- **Número de ruedas de guiado:** número total de ruedas de guía que necesita el coche para recorrer la vía.

Como se explicará en próximos apartados, las ruedas de acero, por ejemplo, en el monorraíl de Wuppertal, permiten que los sistemas no necesiten ruedas de guía, con el ahorro en coste inicial y mantenimiento que supone el equipamiento y conservación de estas ruedas. Teniendo esto en cuenta, se han valorado más los sistemas con menos ruedas de guiado.

- **Número de ruedas de apoyo/tracción:** número total de ruedas que necesita el coche para soportar el peso y conseguir la tracción suficiente para alcanzar la velocidad y aceleración necesaria. Del mismo modo que con las ruedas de guiado, se han valorado más los sistemas con menos ruedas de apoyo.
- **Tipo de infraestructura:** se distinguen tres tipos de infraestructura en lo que a la vía se refiere. Los monorraíles que circulan sobre una viga de hormigón o acero y los que circulan suspendidos de una vía con forma de cada de acero o una vía de acero. Para la valoración se han tenido en cuenta varios aspectos, como son el gasto de material que conlleva su instalación o el mantenimiento.

De este modo, se han valorado más los sistemas que necesiten menores costes y proporcionen, principalmente por su geometría, mayores niveles de seguridad.

- **Número total de motores:** número total de motores de que dispone cada coche. Para su posterior valoración es importante adoptar una solución de compromiso entre el coste de instalación y mantenimiento de los mismos y la ventaja que supone disponer de varios en caso de que uno resulte averiado.

Para la valoración de los sistemas, se ha valorado positivamente que equipen un número bajo de motores, aunque como se ha comentado, esto implique una redundancia menor de los equipos.

- **Masa:** masa de cada coche sin pasajeros. De cara a la estructura y a las cargas a las que pueden estar sometidos los sistemas de sujeción, se ha valorado positivamente un sistema cuanto menor sea su masa.

Por otro lado, esta masa va directamente relacionada con la capacidad de cada coche, la cual se ha valorado por separado, siendo el sistema más equilibrado el que obtiene mejor valoración en el cómputo global.

Tabla 14. Características técnicas de los sistemas por cada coche.

Tipo	Sistema	Velocidad (km/h)	Capacidad	Infraestructura	Mante- nimiento	Nº ruedas guía	Nº ruedas de apoyo	Consumo (kW)	Seguridad A	B	Nº de motores	Masa (kg)
ALWEG	Seattle	80	110	Viga de hormigón	Alto	12	4	150	Baja	Baja	2	10.500
	Bombardier /Adtranz/ VonRoll	42	25	Viga de hormigón	Medio	8	4	74	Baja	Baja	2	6.000
	Hitachi	80	158	Viga de hormigón	Alto	12	8	150	Baja	Baja	4	10.200
	Scomi	90	62	Viga de hormigón	Alto	12	4	200	Baja	Baja	2	7.500
Viga de acero	SL Series	50	12	Viga de acero	Medio	8	4	150	Baja	Baja	2	5.000
SAFEGE	Mitsubishi	65	40	Caja de acero	Medio	8	8	200	Baja	Alta	4	10.750
	Siemens H-Bahn	50	45	Caja de acero	Medio	8	8	180	Baja	Alta	4	8.455
Doble Pestaña	Wuppertal S.	60	102	Vía de acero	Bajo	0	2	100	Alta	Alta	2	11.100

Tabla 15. Comparación cualitativa de los sistemas seleccionados.

Tipo	Sistema	Velocidad (km/h)	Capacidad	Infra- estructura	Mante- nimiento	Nº ruedas guía	Nº ruedas de apoyo	Consumo (kW)	Seguridad A	B	Nº motores	Masa (kg)
ALGEW	Seattle	6,5	7	2,5	2	2	5	5	5	3	6	3
	Bombardier/ Adtranz/VonRoll	1	2	2,5	5,5	5,5	8	8	5	3	6	7
	Hitachi	6,5	8	2,5	2	2	5	5	5	3	2	4
	Scomi	8	5	2,5	2	2	1,5	1,5	5	3	6	6
Viga de acero	SL Series	2,5	1	5,5	5,5	5,5	5	5	5	3	6	8
SAFEGE	Mitsubishi	5	3	7,5	5,5	5,5	1,5	1,5	5	7	2	2
	Siemens H-Bahn	2,5	4	7,5	5,5	5,5	3	3	5	7	2	5
Doble pestaña	Wuppertal S.	4	6	5,5	8	8	7	7	1	7	6	1

3.1.2 Análisis cuantitativo

El análisis cuantitativo realizado en la Tabla 16 consiste en la puntuación con valores numéricos de las características técnicas que componen la Tabla 14. El objetivo cuantificar los puntos fuertes de cada sistema, estableciendo un sistema de puntuaciones para conocer qué sistema es mejor teniendo en cuenta las características de diseño más relevantes.

Las puntuaciones se han obtenido de la siguiente manera:

- Para cada variable se asignarán valores del 1 al 8, siendo el 8 la puntuación más alta y el 1 la más baja. En caso de que varios sistemas tengan las mismas características para una determinada variable, se realiza la media de las puntuaciones que obtendrían esos sistemas en caso de no tener esa variable idéntica (por ejemplo, si los tres mejores sistemas tienen idéntica variable, se asignará un valor de 7, dado que $(8+7+6)/3 = 7$).
- Cada variable tiene un valor porcentual que refleja su importancia en el sistema, de esta manera se puede dar más valor a unas variables que a otras. Los porcentajes asignados a las variables han sido los siguientes:
 - 15%: Velocidad, capacidad e infraestructura.
 - 10%: Mantenimiento, número de ruedas de guía, número de ruedas de apoyo y consumo.
 - 5%: Seguridad, número de motores y masa.

Sin embargo, algunas características están directamente relacionadas, como el caso del consumo y el número de motores, la capacidad y la masa de los coches o el número de ruedas y el mantenimiento.

Por este motivo, todos los sistemas tienen puntos fuertes y débiles, y es necesario valorar qué características son más influyentes para poder considerar un sistema mejor que otro.

- Una vez se conoce el valor y porcentaje de cada variable o característica del sistema, se obtiene para cada sistema una puntuación en % de la siguiente manera:

$$Puntuación (\%) = \frac{\sum (valor \cdot porcentaje)}{8} \cdot 100$$

Las puntuaciones obtenidas, incluidas en la Tabla 16, indican que el sistema como el sistema más ventajoso el Wuppertal Schwebebahn con una valoración del 74,7%, seguido de los sistemas ALWEG de los monorraíles de Seattle y Bombardier/Adtranz/VonRoll con 56,3%.

Tabla 16. Comparación cuantitativa de los sistemas existentes.

Sistema	Velocidad	Capacidad	Infra- estructura	Mante- nimiento	Nº ruedas guía	Nº ruedas apoyo	Consumo	Seguridad		Nº motores	Masa	Puntuación %
	15%	15%	15%	10%	10%	10%	10%	A	B	5%	5%	
Seattle	6,5	7	2,5	2	2	5	5	5	3	6	3	56,3
Bombardier/ Adtranz/VonRoll	1	2	2,5	5,5	5,5	8	8	5	3	6	7	56,3
Hitachi	6,5	8	2,5	2	2	5	5	5	3	2	4	51,9
Scomi	8	5	2,5	2	2	1,5	1,5	5	3	6	6	52,8
SL Series	2,5	1	5,5	5,5	5,5	5	5	5	3	6	8	55,0
Mitsubishi	5	3	7,5	5,5	5,5	1,5	1,5	5	7	2	2	53,4
Siemens H-Bahn	2,5	4	7,5	5,5	5,5	3	3	5	7	2	5	54,4
Wuppertal S.	4	6	5,5	8	8	7	7	1	7	6	1	74,7

3.2 Selección del sistema a desarrollar/optimizar

Una vez se conocen los puntos fuertes y débiles de cada sistema, y cuál es mejor en su conjunto, es de especial interés conocer qué puntuación obtendría un sistema mixto que aunara los puntos fuertes de varios de estos sistemas y si esto es viable técnicamente. Siguiendo los valores asignados a cada sistema para cada característica, se tiene, en líneas generales, una ventaja del monorraíl Wuppertal Schwebebahn en la relación número de motores-consumo, en el número de ruedas y en el mantenimiento.

En cuanto a la infraestructura y la seguridad, los monorraíles diseñados con el sistema SAFEGE obtienen las mayores puntuaciones, esto es debido, en parte, a la ventaja que supone que la estructura en forma de caja de acero facilite la operatividad del sistema en condiciones meteorológicas adversas, como puede ser la nieve o la arena del desierto, que imposibilitaría el paso de una rueda en caso de la sedimentación de la misma sobre la vía.

Por último, el sistema Hitachi destaca en cuanto a capacidad y masa, al ser el sistema que más pasajeros puede transportar (valor 8) y tener un valor intermedio en la masa con respecto al resto de sistemas (valor 4) al ser uno de los monorraíles más modernos que existen en el mercado, por lo que llevan materiales más ligeros y resistentes.

Para el desarrollo del análisis cuantitativo de un sistema que englobe los puntos fuertes de los sistemas estudiados, se han tenido en cuenta las relaciones que existen entre los valores de las siguientes características técnicas:

- Velocidad – número de motores – consumo.
- Capacidad – masa.
- Mantenimiento – número de ruedas guía – número de ruedas de apoyo.
- Infraestructura – seguridad.

Una vez se conocen los valores de las características de los sistemas más ventajosos, es posible realizar un análisis cuantitativo, detallado en la Tabla 17, el cual se ha obtenido del mismo modo que la comparación cuantitativa de la Tabla 16.

Tabla 17. Análisis cuantitativo del nuevo sistema.

Variable	Sistema	Porcentaje	Valor	Puntuación (%)
Velocidad	Wuppertal S.	15%	4	7,50
Capacidad	Hitachi	15%	8	15,00
Infraestructura	Mitsubishi	15%	7,5	14,06
Mantenimiento	Wuppertal S.	10%	8	10,00
Nº ruedas guía	Wuppertal S.	10%	8	10,00
Nº ruedas de apoyo	Wuppertal S.	10%	8	10,00
Consumo	Wuppertal S.	10%	7	8,75
Seguridad	A Mitsubishi	2,50%	5	1,56
	B Mitsubishi	2,50%	7	2,19
Nº motores	Wuppertal S.	5%	6	3,75
Masa	Hitachi	5%	4	2,50
				TOTAL: 85,31 %

La Tabla 17 muestra que el nuevo sistema mejoraría las características y puntuaciones de los sistemas analizados en la Tabla 16.

Exceptuando la caja del coche, (correspondiente a las características de masa y capacidad del sistema Hitachi), se tiene que el sistema SAFEGE (infraestructura y seguridad) y el sistema de doble pestaña (características del sistema Wuppertal Schwebebahn) predominan el sistema.

Este hecho induce a pensar que el mejor camino para la mejora de los sistemas existentes debe tener como base los sistemas SAFEGE y doble pestaña para la obtención de un **sistema mixto con propulsión eléctrica**.

3.3 Disertación sobre el tipo de rueda y las alternativas de diseño

Una de las diferencias más importantes entre los monorraíles de SAFEGE y el Wuppertal Schwebebahn es el tipo de rueda.

Los sistemas de SAFEGE, al lograr la tracción mediante ruedas neumáticas, necesitan ruedas auxiliares neumáticas para el guiado del sistema a lo largo de la vía. Además, el conjunto ruedas de apoyo más ruedas de guía explica la necesidad de la caja de acero de la infraestructura de SAFEGE, que proporciona tanto la superficie para que las ruedas de apoyo traccionen y soporten el peso como las superficies laterales para que las ruedas guía sigan una determinada trayectoria (ver Figura 26).

Por otro lado, el monorraíl de Wuppertal, al disponer de ruedas de acero con doble pestaña, no necesita ruedas de guiado puesto que las ruedas de apoyo, por su geometría, realizan también la función de guiar el monorraíl (ver Figura 30), por lo que no existe la necesidad de la caja de acero de los monorraíles SAFEGE. Por tanto, resulta evidente que el diseño de la infraestructura va intrínsecamente unido al tipo de rueda.

A continuación se resumen las ventajas e inconvenientes que supondría la elección de un tipo de rueda de acero o neumática:

- Rueda neumática
 - Ventajas: sistema silencioso, mayor adherencia.
 - Desventajas: necesidad de ruedas de guiado, posibilidad de pinchazo o deshinchado inesperado.
- Rueda de acero
 - Ventajas: no necesita ruedas de guiado, gracias al movimiento de lazo, el cual se trata de un movimiento oscilatorio armónico (44).

Este fenómeno ofrece más alternativas de diseño que las ruedas neumáticas para el conjunto vía-rueda en el caso de los monorraíles suspendidos.

- Desventajas: sistema menos silencioso.

3.3.1 Alternativas de diseño

En la Figura 45 se resumen las alternativas de diseño principales que se extraen en función del tipo de rueda.

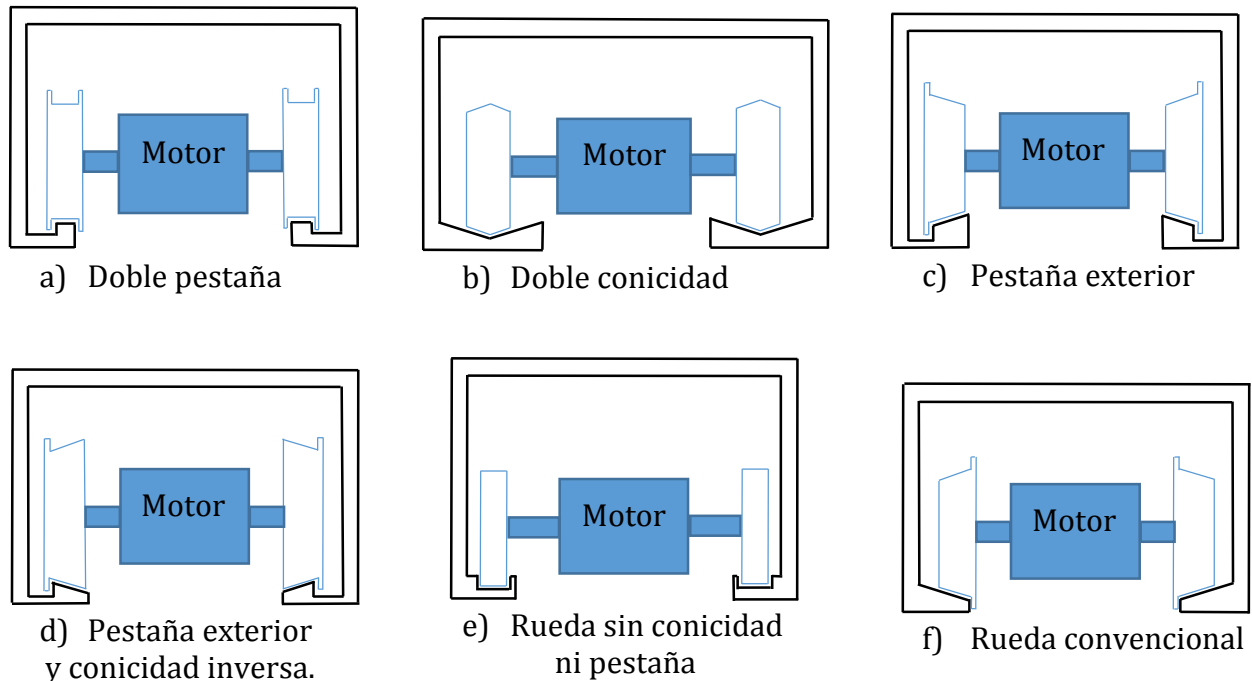


Figura 45. Alternativas de diseño en función del tipo de rueda.

a) Doble pestaña

El diseño es muy similar al del monorraíl de Wuppertal al mantener doble pestaña en la rueda. Con el inconveniente de que al tener dos apoyos en paralelo y no en serie como el monorraíl de Wuppertal, la circulación en curva podría resultar problemática.

Además, la falta de conicidad en las ruedas implicaría que el guiado del monorraíl se vería únicamente atribuido a las pestañas, lo que tendría dos inconvenientes:

- Golpeo continuo de las pestañas contra el rail, con el consecuente ruido y traqueteo que reduciría el confort de los pasajeros.
- Desgaste excesivo de las ruedas en la zona de la pestaña.

b) Doble conicidad

Al contrario de lo que se podría pensar, la geometría no garantiza el paso por curva, porque la superficie de contacto entre la rueda y el carril se reduce en el paso por curva, como se observa en la Figura 46 con la rueda derecha. Además, el regaste que se produciría entre la rueda y el carril en el punto de inflexión de la conicidad sería excesivamente alto.

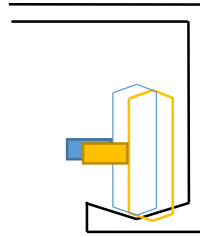


Figura 46. Problemática rueda de acero con doble conicidad.

c) Pestaña exterior

Este diseño podría crear problemas en el paso por curva. En una trazada recta con el eje centrado no habría demasiados problemas, pero si por ejemplo entrara en una curva a derechas, (lo que sería equivalente a mover los carriles lateralmente hacia la derecha, o el eje hacia la izquierda) el radio de rodadura cambiaría en ambas ruedas, incrementándose en la rueda derecha y reduciéndose en la izquierda, ocasionando el descarrilamiento de las ruedas (44).

d) Pestaña exterior y conicidad inversa

Es idéntico al diseño anterior en cuanto a la disposición de las pestañas, pero tiene conicidad inversa. Este diseño ha sido estudiado por algunos autores, sin embargo, para un tren convencional no es conveniente. El sistema es estáticamente estable, pero dinámicamente inestable.

Adicionalmente esta geometría podría presentar dos inconvenientes más:

- En caso de que la conicidad de las ruedas no garantice el guiado del tren y sean las pestañas las que tengan que evitar el descarrilamiento, la disposición exterior de las mismas resulta menos eficiente. Por ejemplo, en una curva a izquierdas, sería la pestaña de la rueda más alejada del centro de curvatura la que tendría que evitar el descarrilamiento, lo que resulta menos efectivo.
- El mecanizado de las ruedas es más complejo y menos intuitivo de realizar.

e) Rueda sin conicidad ni pestaña

Como se ha comentado en la introducción del apartado, la utilización de ruedas neumáticas o de acero sin pestañas, con una vía como la de SAFEGE, exigiría la utilización de ruedas de guía, lo cual no supondría una mejora de los sistemas existentes en la actualidad.

f) Rueda convencional

Este diseño es idéntico al de un tren convencional, con la pestaña en la cara interior de la rueda, lo que garantiza el movimiento de lazo y por tanto el guiado del sistema.

Los ferrocarriles clásicos tienen este juego de ruedas rígidas. Las dos ruedas están entrelazadas y tienen los mismos grados de libertad, por lo que comparten todos los desplazamientos. Además tienen conicidad positiva, es decir, la superficie de contacto de la rueda con la vía es cónica y, si se extienden los conos como si fueran ideales, su base se reuniría en el centro del juego de ruedas, es decir la sección media del par de ruedas. Esta



geometría doblemente cónica es estáticamente estable y segura hasta determinadas velocidades.

Una vez estudiados los diferentes sistemas, el último diseño es el que presenta menores inconvenientes, además, es el más conocido, estudiado y corroborado por su utilización a lo largo de la historia del ferrocarril, con las ecuaciones de movimiento perfectamente conocidas y estudiadas.

Por estos motivos será el modelo seleccionado para la alternativa de diseño de este Trabajo Fin de Máster, aunque el diseño de la rueda no formará parte del alcance del mismo.

Capítulo 4

Ingeniería de detalle

El objetivo de este capítulo es seleccionar los componentes del sistema para conocer sus características, principalmente las masas y dimensionamientos. Para ello, se seguirá el esquema que se muestra en la Figura 47:

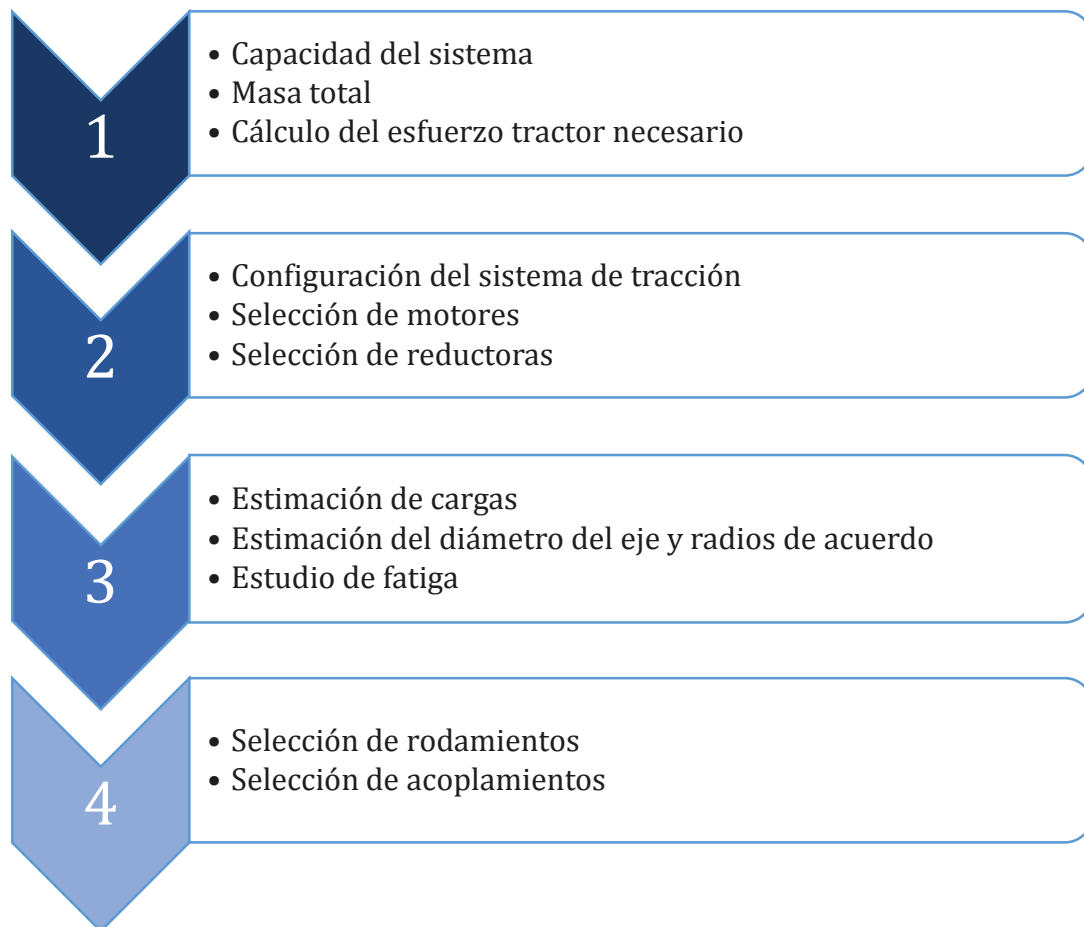


Figura 47. Esquema de trabajo del Capítulo 4.

4.1 Capacidad del sistema a desarrollar

Una vez se ha supuesto un sistema de tracción eléctrica y una infraestructura tipo SAFEGE, es necesario determinar la capacidad del sistema de transporte para, posteriormente, estimar el peso que tendrá el sistema de tracción.

Teniendo en cuenta el análisis realizado sobre las dimensiones y capacidades de los sistemas existentes en la actualidad, se han determinado las dimensiones de la Figura 48 para el coche:

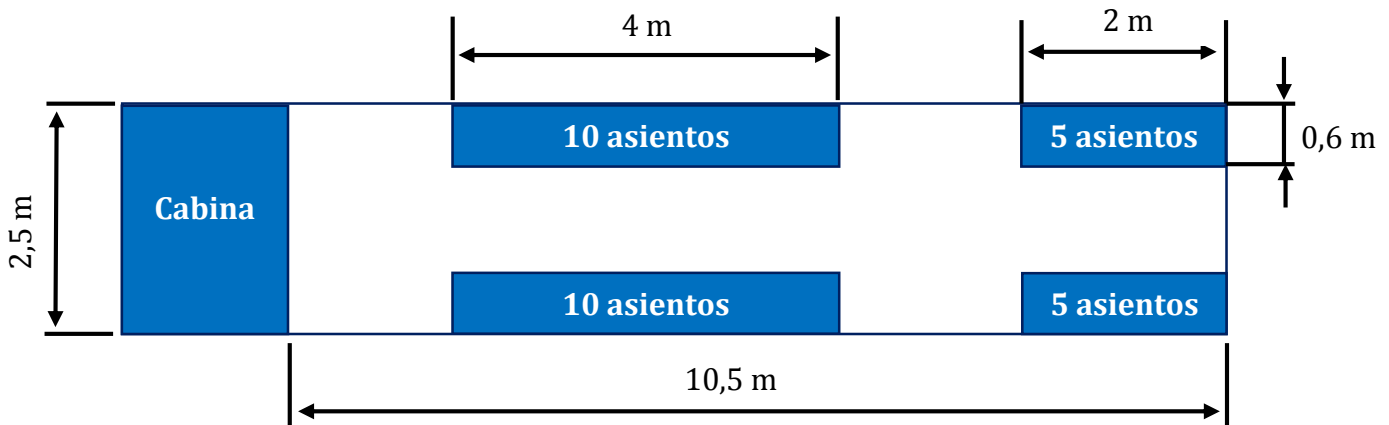


Figura 48. Distribución general del coche.

Es importante comentar que aunque en la Figura 48 se ha reservado un espacio para la cabina, en un sistema de transporte con varios trenes no todos los coches tendrán cabina, por lo que a lo largo del trabajo no se tendrá en cuenta este espacio para el desarrollo de los cálculos.

El número de pasajeros que pueden viajar sentados, y en definitiva, el número de asientos instalados en el sistema, se ha determinado teniendo en cuenta el porcentaje de asientos que llevaban instalados los monorraíles de Wuppertal y Siemens H-Bahn, ambos suspendidos.

Esta cifra se sitúa en torno al 30% del número total de pasajeros, con unas dimensiones destinadas a cada asiento similar a la que se ha representado en el esquema de la distribución.

Por tanto, la determinación del número de asientos en el sistema se ha realizado siguiendo un proceso iterativo entre las dimensiones, el número de pasajeros que viajan de pie, y el número de pasajeros que viajan sentados, estableciendo un compromiso entre el espacio disponible y qué número de pasajeros viajará sentado.

A continuación se obtiene el número de pasajeros que viajan de pie, empezando por calcular la distribución de la superficie total del coche:

La superficie total del coche disponible para pasajeros es de $S_t = 26,25 \text{ m}^2$, con la siguiente distribución:

- Superficie para asientos de pasajeros: $S_a = 2 \cdot (4 \cdot 0,6) + 2 \cdot (2 \cdot 0,6) = 7,2 \text{ m}^2$
- Superficie para pasajeros de pie: $S_p = S_t - S_a = 26,25 - 7,2 = 19,05 \text{ m}^2$

Una vez se conoce la superficie disponible para viajeros y se ha fijado el número de asientos disponibles, es posible calcular el número de pasajeros que podrán viajar de pie, tomando 4 pasajeros por m^2 para el cálculo:

$$\text{Pasajeros de pie} = 19,05 \text{ m}^2 \cdot 4 \frac{\text{pasajeros}}{\text{m}^2} \sim 76 \text{ pasajeros}$$

Sumando los pasajeros sentados más los pasajeros de pie, se obtiene que el número total de pasajeros es 106.

4.2 Masa del sistema a desarrollar

Para la determinación de la masa del sistema se ha analizado el reparto de masas entre viajeros y estructura de los monorraíles de Wuppertal y Siemens H-Bahn, en los que se conocen los datos técnicos de la masa del sistema con y sin pasajeros.

- **Wuppertal Schwebebahn**
 - Masa del sistema sin carga: 11.100 *kg*
 - Masa del sistema con carga: 16.750 *kg*
 - Masa de los pasajeros: 5.650 *kg*
 - Reparto de masas: 51% estructura, 49% pasajeros
- **Siemens H-Bahn**
 - Masa del sistema sin carga: 8.455 *kg*
 - Masa del sistema con carga: 13.378 *kg*
 - Masa de los pasajeros: 4.923 *kg*
 - Reparto de masas: 58% estructura, 42% pasajero

Teniendo esto en cuenta, se puede estimar que la masa de la estructura del sistema está entre el 50% y el 60% de la masa total del sistema (incluyendo pasajeros). Es necesario por tanto determinar la masa de los pasajeros del sistema para calcular a posteriori la masa de la estructura.

Para el cálculo de la masa de los pasajeros se estimará una masa de 70 *kg* por pasajero, de manera que:

$$\text{Masa de los pasajeros} = 106 \text{ pasajeros} \cdot 70 \frac{\text{kg}}{\text{pasajero}} = 7.420 \text{ kg}$$

Suponiendo que la masa de los pasajeros supone el 45% de la masa total del sistema, es posible calcular la masa de la estructura:

$$\text{Masa de la estructura} = 0,55 \cdot \frac{7.420 \text{ kg}}{0,45} = 9.068,8 \text{ kg}$$

Y por tanto, también la masa conjunta, es decir, con la carga de los viajeros incluida:

$$\text{Masa conjunta} = \text{estructura} + \text{pasajeros} = 9.068,8 \text{ kg} + 7.420 \text{ kg} = 16.489 \text{ kg}$$

Para cálculos futuros se tendrá en cuenta la masa con un Coeficiente de seguridad (C_s) de 1,2, de forma que la masa total del sistema será:

$$\text{Masa total} = C_s \cdot \text{Masa conjunta} = 1,2 \cdot 16.489 \text{ kg} = \mathbf{19.786,8 \text{ kg}}$$

Esta masa incluye la carga de los pasajeros, la masa de la caja del coche donde viajan los pasajeros y equipos auxiliares, por tanto, no es más que la masa total que tendrá que mover el motor o motores.

4.3 Esfuerzo tractor necesario

Para poder seleccionar el motor que propulse el sistema es necesario calcular la potencia o esfuerzo tractor necesario para conseguir una tracción positiva en las ruedas motrices, venciendo las resistencias al avance.

En la curva de la Figura 49 existen algunos puntos característicos, siendo el más importante el que se sitúa en la intersección de la velocidad crítica con la curva de adherencia global, que define el punto a partir del cual la rueda del tren comenzaría a deslizar y no aportaría tracción.

La velocidad crítica se define como aquella velocidad donde se consigue el esfuerzo de tracción máximo por simple adherencia, y por tanto, define las características de esfuerzo máximo que debe tener como mínimo el sistema para ser propulsado con éxito, sean uno o varios los motores que contribuyan a propulsar el sistema. El esfuerzo es máximo en este punto debido a que el coeficiente de adherencia es máximo en el arranque, es decir cuando el tren circula a la velocidad crítica.

En la Figura 49 se representan otros puntos característicos de la curva de esfuerzo, entre los que además de la velocidad crítica, se encuentran:

- Velocidad de régimen: es la velocidad que se usa para el diseño geométrico y corresponde a la máxima velocidad que desarrolla el vehículo circulando por una determinada topografía. Además, en ese punto el esfuerzo de tracción neto es cero.
- Curva de resistencias totales: define junto a la curva de esfuerzo la velocidad de régimen del sistema.

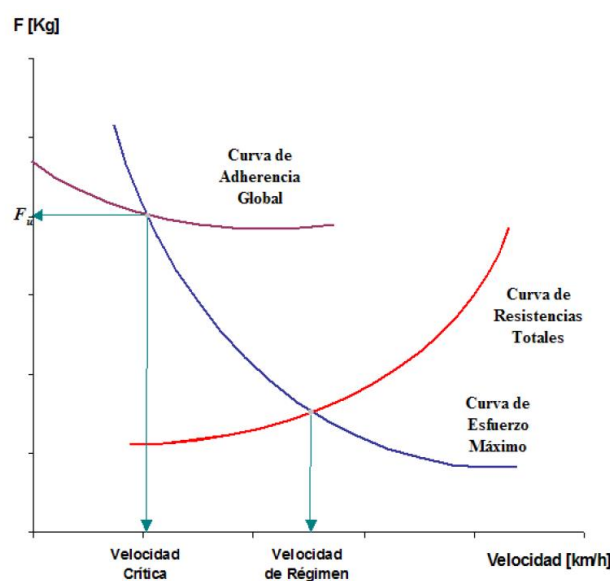


Figura 49. Puntos característicos de la curva de esfuerzo tractor.

Una vez conocido el comportamiento de un motor eléctrico es posible calcular la potencia teórica necesaria del sistema a desarrollar, tomando una velocidad crítica de 5 km/h. Una vez definida la velocidad crítica la potencia se obtiene multiplicando ésta por el peso del sistema:

$$Peso = Masa\ total \cdot g = 19.786,8\ kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2} \sim 193.911\ N$$

$$Potencia\ teórica = Peso \cdot Velocidad\ crítica = 193.911\ N \cdot 1,388\ \frac{m}{s} \sim 364,55\ kW$$

Si se consideran unas pérdidas del 20% entre todos los elementos mecánicos que compondrán el sistema (motor, reductora, rodamientos, etc.) se obtiene la potencia real que tendrán que suministrar los motores, o lo que es lo mismo, la potencia total real que necesita el sistema para su movimiento:

$$Potencia\ real\ estimada = 1,2 \cdot Potencia\ necesaria = 1,2 \cdot 364,55\ kW \sim \mathbf{440\ kW}$$

Esta potencia deberá ser suministrada por uno o varios motores, elección que se tomará en el siguiente apartado.

4.3.1 Rampa máxima

Aunque en el apartado anterior se ha visto que para mover el sistema se necesita una potencia de 440 kW, es necesario plantear qué ocurriría si el tren entrara en un tramo de vía en rampa, es decir, un tramo de vía en el que la fuerza de la gravedad actúa en su contra.

En la circulación en rampa actúan generalmente varias fuerzas, a favor del movimiento del tren la fuerza de tracción (moderable) y en contra la resistencia al avance, entre ellas la resistencia de la fuerza gravitatoria. Sin embargo, como el objetivo conocer la rampa máxima que el sistema podría abordar y la variación de la velocidad con la variación de ésta, se supondrá para el cálculo que el sistema sólo tiene que vencer la fuerza gravitatoria.

Conocida la masa del sistema y la potencia total que tendrá, puede plantearse el problema como un ejemplo de movimiento en plano inclinado, a modo de simplificación, como se muestra en la Figura 50:

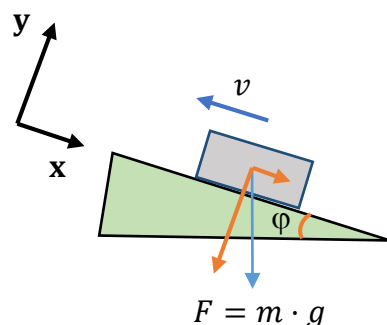


Figura 50. Esquema básico con vía en rampa.

Siendo:

- φ : ángulo de la rampa.
- m : masa total del sistema.
- g : aceleración de la gravedad.
- v : velocidad del sistema.

Si se relaciona la potencia total de los motores con la velocidad del sistema y la fuerza (en este caso de la gravedad) que tiene que superar, se tiene:

$$P = F \cdot v = m \cdot g \cdot v \quad (4.1)$$

Si se expresa la ecuación (4.1) en el sistema de referencia representado en la Figura 67, se tiene que la potencia, en el sentido de la marcha, será:

$$P = F_x \cdot v = m \cdot g \cdot \text{sen}\varphi \cdot v$$

Expresión con la que se puede representar el ángulo de la rampa en función de la velocidad máxima que se quiera alcanzar (ver Figura 51), puesto que los valores de P , m y g son conocidos:

$$\text{sen}\varphi = \frac{P}{m \cdot g \cdot v}$$

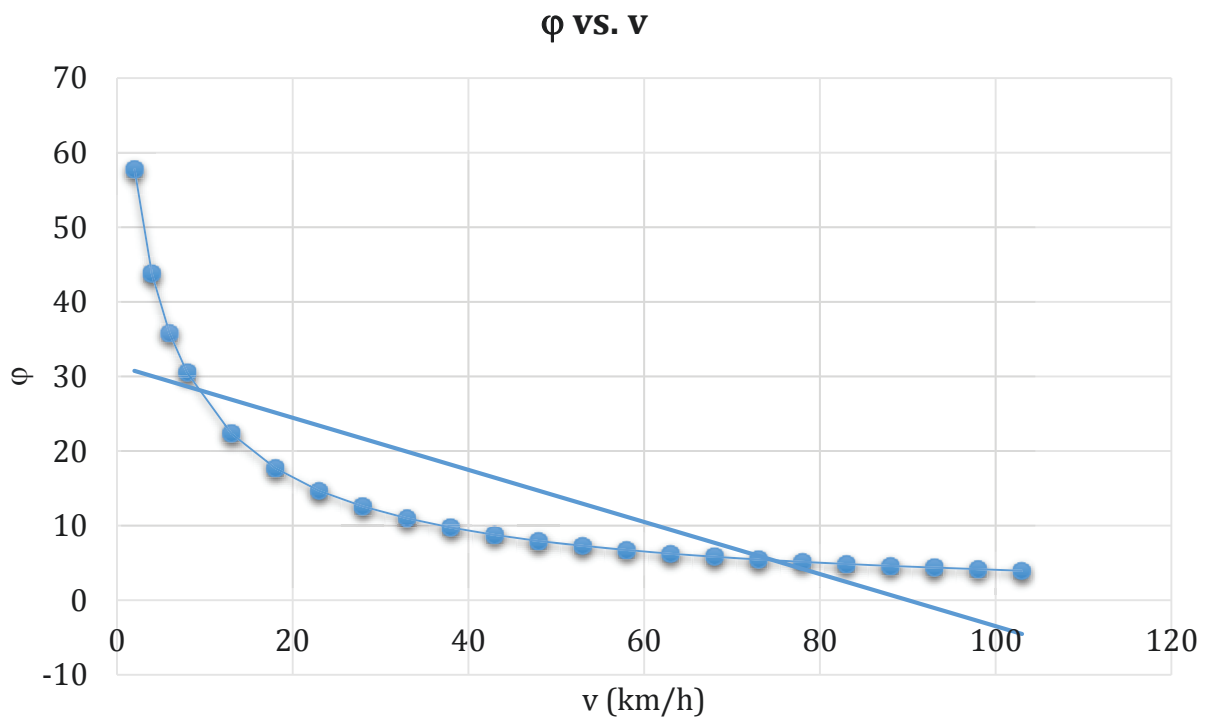


Figura 51. Ángulo de la rampa máxima en función de la velocidad.

Si se quiere mantener, por ejemplo, una velocidad mínima de 70 km/h , la rampa máxima que se podrá subir será del 2%.

4.4 Disposición del sistema de tracción

A la hora de seleccionar el motor es básico comprender la disposición de los bogies y los ejes en el coche. Un método para asegurar la existencia del movimiento de lazo que permite el paso por curva de una rueda ferroviaria es la disposición de dos ejes por cada bogie. Sin embargo, esta estabilidad sólo se asegura hasta determinadas velocidades, pues el sistema posee una oscilación lateral que a altas velocidades es causa de inestabilidad y desgaste (velocidad límite de estabilidad del sistema).

Los trenes pendulares han logrado reducir el número de ejes y solucionar el problema de inestabilidad a altas velocidades. Esta solución pasa por la disposición de ruedas independientes, las cuales eliminan el movimiento de lazo y reducen el desgaste.

Las ruedas independientes deben ser siempre guiadas. Para ello se requiere de un mecanismo externo cuyo objetivo es mantener siempre el ángulo de ataque de las ruedas al carril en el entorno de cero. Los ejes de rueda independiente de Talgo poseen un mecanismo que tiene el objetivo de mantener las ruedas siempre paralelas al carril, tanto en vías rectas como curvas, evitando además el desplazamiento longitudinal de la rodadura con respecto a las cajas.

Una vez estudiadas las alternativas, en el sistema a desarrollar en el presente Trabajo Fin de Máster dispondrá un sistema de ejes convencional, es decir, dos bogies por coche y dos ejes por cada bogie, por motivos económicos y porque el sistema de Talgo no ha sido probado en un sistema de tren suspendido. Estudio que se plantea como línea futura de desarrollo.

Conocida la disposición básica del sistema de tracción, es posible seleccionar un motor que proporcione la potencia necesaria y garantice las prestaciones del sistema.

Como se indicó en el Apartado 4.2, el sistema necesita que los motores suministren una potencia real de 440 kW para garantizar las prestaciones. Teniendo en cuenta que se ha decidido que el sistema cuente con dos bogies con dos ejes cada uno, existen dos posibilidades, instalar un motor o dos por cada bogie, con las siguientes consecuencias:

1. Un motor por bogie:

- El motor se instalaría en el punto medio del bogie, teniendo mayor peso suspendido y menor peso apoyado directamente en los ejes.
- Se necesitan diferenciales para transmitir la potencia perpendicularmente a los ejes.
- La masa del motor es mayor.
- El tamaño del motor es mayor.

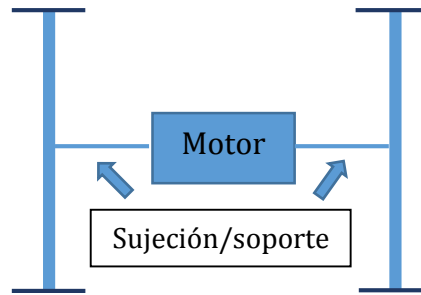


Figura 52. Esquema básico con un motor por bogie.

2. Dos motores por bogie:

- El motor se instalaría en el punto medio de cada eje, teniendo menor peso suspendido y mayor peso apoyado directamente sobre los ejes.
- No son necesarios los diferenciales para transmitir la potencia en dirección perpendicular.
- La masa del motor es menor.
- El tamaño del motor es menor.

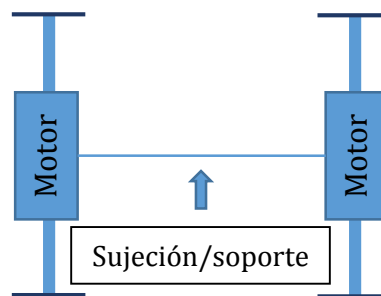


Figura 53. Esquema básico con dos motores por bogie.

Teniendo en cuenta las consideraciones citadas anteriormente, principalmente por cuestiones de tamaño y distribución de masas, se ha decidido disponer de dos motores por cada bogie, tal y como se representa en la Figura 53.

Como se observa en las Figuras 52 y 53, para que los ejes tengan el motor en medio o un motor sobre cada uno, necesitan un soporte o sistema de sujeción para mantener la caja del coche en suspensión y estar unidos entre sí. Este sistema de sujeción será el principal elemento a desarrollar en posteriores capítulos.

Además, se considerará que el sistema de transporte a desarrollar tendrá un único coche, quedando como línea de investigación futura el comportamiento del sistema con varios coches unidos entre sí.

Conocidos el número de ejes y de bogies, y determinada la colocación del motor, se puede esquematizar la disposición de cada par de ruedas y los componentes necesarios, como se muestra en la Figura 54:

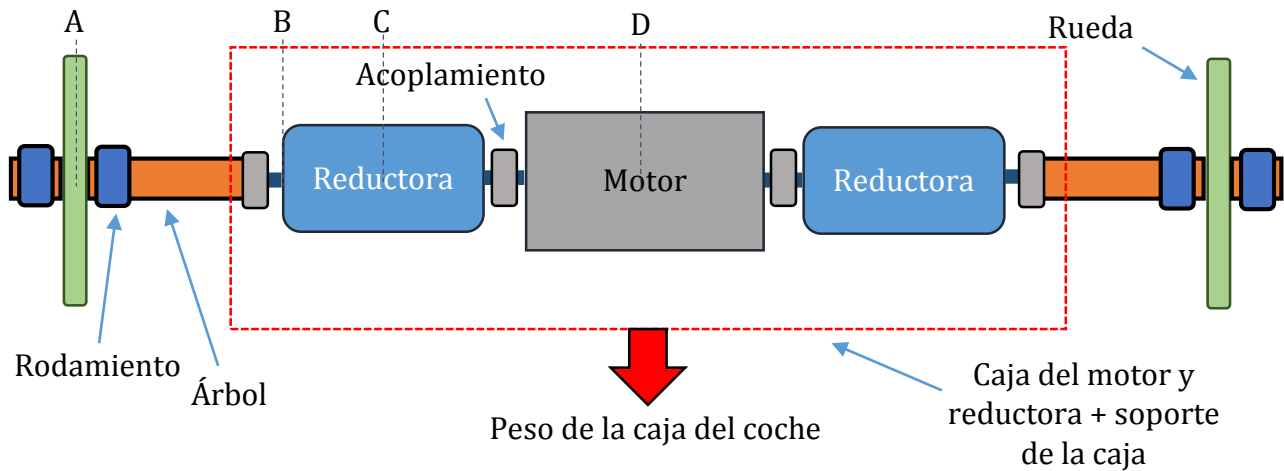


Figura 54. Esquema general de diseño.

Los elementos principales de la Figura 54 que deberán instalarse por cada par de ruedas y que se elegirán y describirán con detalle en posteriores apartados son los siguientes:

- Motor: proporciona la energía necesaria al par de ruedas.
- Reductora: multiplica el par y revoluciones adaptando el motor a las necesidades de las ruedas.
- Árbol: transmite el giro del motor a las ruedas y soporta la masa del sistema.
- Rodamientos: permiten el giro y apoyo de las ruedas sobre el chasis.
- Acoplamientos: suprimen la diferencia de diámetros de los distintos componentes del sistema y permiten la transmisión de potencia entre diferentes elementos.
- Caja de motor y reductora: protege el motor y las reductoras y servirá de apoyo a la estructura de soporte de la caja del coche.
- Soporte de la caja del coche: sostiene la caja del coche.

Como se aprecia en la Figura 54, no existe un sistema de frenado. Para el desarrollo del sistema se considerará que el sistema de frenado no irá instalado en la rueda, y no formará parte del Trabajo Fin de Máster el diseño del mismo.

4.5 Selección de motores

Una vez conocido el número total de motores y la potencia real estimada para el sistema, calculada en el apartado 4.2, es posible calcular la potencia de cada motor con un simple cálculo:

$$\text{Potencia necesaria por cada motor} = \frac{\text{Potencia total estimada}}{n^{\circ} \text{ de motores}} = \frac{440 \text{ kW}}{4} = \mathbf{110 \text{ kW}}$$

Realizando una búsqueda por los principales fabricantes de motores eléctricos de baja tensión, se ha seleccionado, por ejemplo, un motor del fabricante Siemens (45). El motor seleccionado es un motor trifásico con rotor de jaula, concretamente el 1LG4 (ver Figura 55),

con las siguientes características que lo diferencian de otros motores del mercado, según el propio fabricante:

- Rotores de jaula de cobre en lugar de aluminio.
- Optimización de rodamientos y ventilación.
- Optimización de la fabricación.



Figura 55. Motor Siemens 1LG4.

Las características, en lo que a materiales se refiere, se muestran en la Tabla 18.

Tabla 18. Materiales del motor seleccionado.

Serie	Material de carcasa	Caja de bornes	Escudos y bridas	Patas	Protección del ventilador
1LG4	Hierro fundido	Aluminio	Hierro fundido	Fundidas	Plástico reforzado con fibra de vidrio

Los motores de la serie 1LG4 proporcionan potencias de entre 18,5 y 200 kW (con 4 polos) y tienen una eficiencia de clase EFF2.

Las características técnicas del motor se muestran en la Figura 56.


Potencia nominal a 50 Hz a 60 Hz		Tamaño	Valores de servicio a potencia nominal		Clase eficiencia CEMEP	Rend. plena carga 50 Hz	Rend. a 3/4 de carga	Factor de potencia plena carga $\cos\varphi_N$	Corriente nominal 400V 50 Hz	Referencia (complementos del tipo en página 17)	Peso Forma constr. IM B3 aprox.
P_N kW	P_N kW		n_N min ⁻¹	M_N Nm		η_N %	$\eta_{3/4}$ %		I_N A		m Kg
4 polos 1500 min ⁻¹ a 50 Hz 1800 min ⁻¹ a 60 Hz, clase F, utilización B, IP 55										fundición de hierro	
110	127	315 S	1488	706		94,6	94,6	0,85	198	1LG4 310-4AA□□	730
Referencia (alternativa 1LA7 para versiones no disponibles como 1LE1)		Relación entre par de arranque y par nominal M_A/M_N	corriente arranque y corriente nominal I_A/I_N	par máximo y par nominal M_K/M_N	Clase par KL	Momento de inercia J kgm ²	Ruido Presión so- nora en sup. de medida 50 Hz L_{pA} dB(A)	Potencia sonora 50 Hz L_{WA} dB(A)	Máxima velocidad mecánica admisible ²⁾ n_{max} min ⁻¹	Conductores en paralelo necesarios 230 V 400 V 500 V 690 V	
4 polos 1500 min ⁻¹ a 50 Hz 1800 min ⁻¹ a 60 Hz, clase F, utilización B, IP 55										fundición de hierro	
1LG4 310-4AA□□		2.5	6.4	2.8	16	1.9	70	84	2600	s/	

Figura 56. Características técnicas del motor.

En las Figuras 57 y 58 se representan el esquema y dimensiones principales del motor según Siemens.

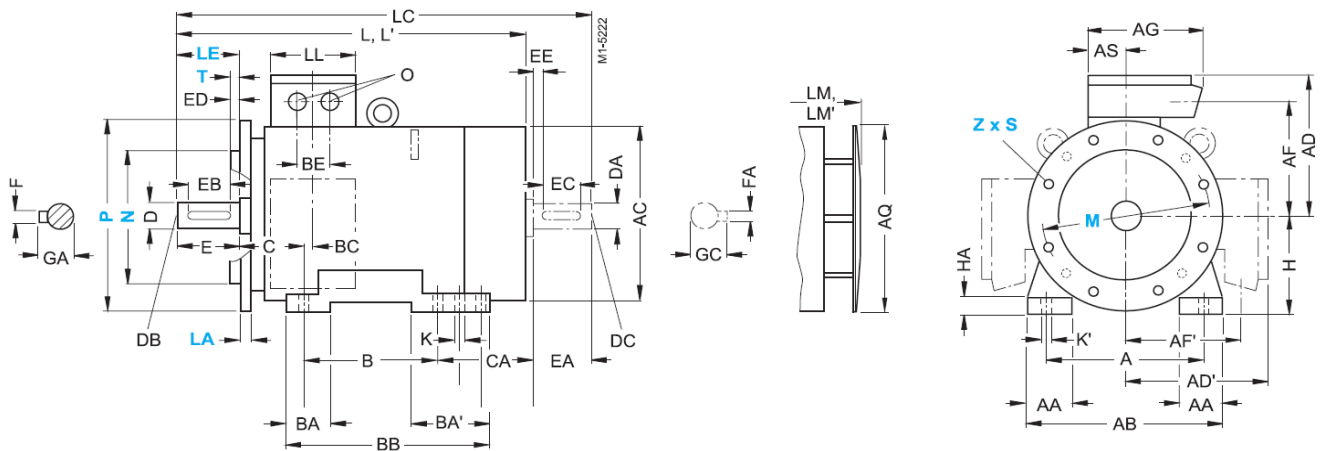


Figura 57. Esquema de diseño del motor.

Para motor			Designación de dimensiones según IEC																						
Tamaño	Tipo	Número	A	AA	AB	AC ¹⁾	AD	AD'	AF	AF'	AG	AH	AQ	AS	B*	BA	BA'	BB	BC	BE	C	CA*	H	HA	X**
315 S	310	2	508	120	610	610	500	500	400	400	380	780	590	154	406	125	176	527	69	110	216	315	315	50	35
	310	4 a 8																							
Para motor	Tamaño	Número	Designación de dimensiones según IEC										Extremo de eje LA					Extremo de eje LCA							
Tipo	Tipo	de polos	HH	K	K'	L	L ⁽²⁾	LC ⁽³⁾	LL	LM	LM ⁽²⁾	D	DB	E	EB	ED	F	GA	DA	DC	EA	EC	EE	FA	GC
315 S	310	2	285	28	35	1072	1142	1217	307	1182	1252	65	M20	140	125	10	18	69	60	M20	140	125	10	18	64
	310	4 a 8				1102	–	1247		1212	–	80	M20	170	140	25	22	85	70	M20	140	125	10	20	74,5

Figura 58. Principales dimensiones del motor.

Para el posterior diseño son de especial interés las medidas de LC (1247 mm), AC (610 mm) y AB (610 mm), correspondientes al largo, alto y ancho del motor, que definirán las dimensiones de la caja protectora del motor en el sistema.

4.6 Selección de reductoras

Las reductoras o cajas reductoras consisten en un conjunto de engranajes que consiguen adaptar la velocidad y par del motor a las necesidades de las ruedas motrices. Por tanto, no basta con determinar el motor que moverá el sistema, sino que es necesario seleccionar una reductora apta para el motor y ruedas.

Para la selección de la reductora se ha realizado una búsqueda por los principales fabricantes, seleccionando finalmente una coaxial de tipo FLENDER SIP (ver Figura 59) del fabricante Siemens (46).



Figura 59. Reductora Siemens FLENDER SIP.

Para la selección correcta de la reductora hay que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- n_1 : revoluciones de entrada a la reductora (revoluciones del motor) en *rpm*.
- n_2 : revoluciones de salida de la reductora (revoluciones de la rueda) en *rpm*.
- f_1 : factor que depende del número de horas que vaya a estar operando y del tipo de sistema (1,5 para vehículos ferroviarios).
- f_2 : factor relacionado con el tipo de motor ($f_2 = 1$ para motores eléctricos).
- P : potencia necesaria en la rueda motriz (55 *kW* por cada rueda, al ser la potencia del motor, para cada par de ruedas, de 110 *kW*).

Por tanto, sólo es necesario calcular el valor de n_2 , que corresponde a las revoluciones de giro de la rueda motriz del sistema.

Como

$$w = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \quad (4.2)$$

se puede despejar directamente n_2 de (4.2):

$$n_2 = \frac{w}{2 \cdot \pi} = \frac{V/R}{2 \cdot \pi} \quad (4.3)$$

Donde V es la velocidad lineal de giro de la rueda, es decir, la velocidad a la que se desea mover el sistema, y R el radio de la rueda. Estos valores se han estimado en 100 *km/h* y 0,7 *m*, respectivamente.

Por lo tanto, de (4.3):

$$n_2 = \frac{\frac{27,7 \text{ m/s}}{0,7 \text{ m}}}{2 \cdot \pi} = 62,3 \text{ rpm} \sim 60 \text{ rpm}$$

El radio de la rueda fijado se considera que es el radio medio entre el radio que tendría la rueda recién instalada y el radio que tendría a la hora de ser retirada, es decir, con un cierto desgaste.

Se puede obtener, además, el par a la salida de la reductora, que será igual que el par generado en la rueda:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot R}{V} = \frac{55.000 \text{ W} \cdot 0,7 \text{ m}}{27,7 \text{ m/s}} = 1.386 \text{ Nm}$$

Con el valor de n_2 obtenido de (4.3) y con el de n_1 es posible calcular el coeficiente i_N o ratio nominal que representa el coeficiente de reducción de velocidad de la reductora:

$$i_N = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500 \text{ rpm}}{60 \text{ rpm}} \sim 25$$

Para calcular el tamaño de la reductora, hay que realizar un cálculo de la potencia nominal de la reductora, según el catálogo se determina de la siguiente manera:

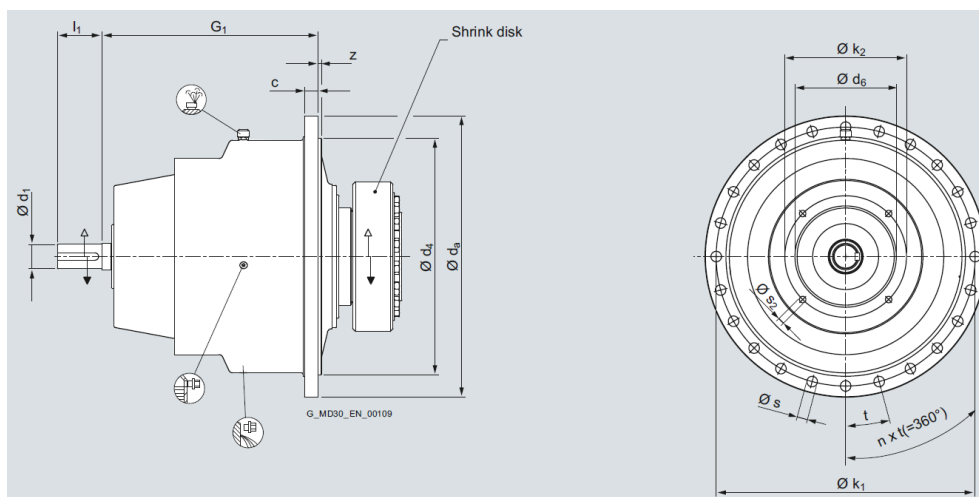
$$P_N = P \cdot f_1 \cdot f_2 = 55 \text{ kW} \cdot 1,5 \cdot 1 = 82,5 \text{ kW}$$

Este valor se ha redondeado a 98 kW por estar situado entre los tamaños 30 y 35 (como se aprecia en la Figura 60), por recomendación del fabricante. Con los valores de i_N y P_N es posible seleccionar la reductora.

Nominal ratio	Input speed	Output speed	Gear unit sizes							
i_N	n_1 rpm	n_2 rpm	30	35	37	40	45	50	55	60
25	1800	72	78	117	157	196	274	352	509	626
	1500	60	65	98	131	163	228	294	424	522
	1200	48	52	78	104	131	183	235	339	418
	1000	40	44	65	87	109	152	196	283	348

Figura 60. Selección de la reductora.

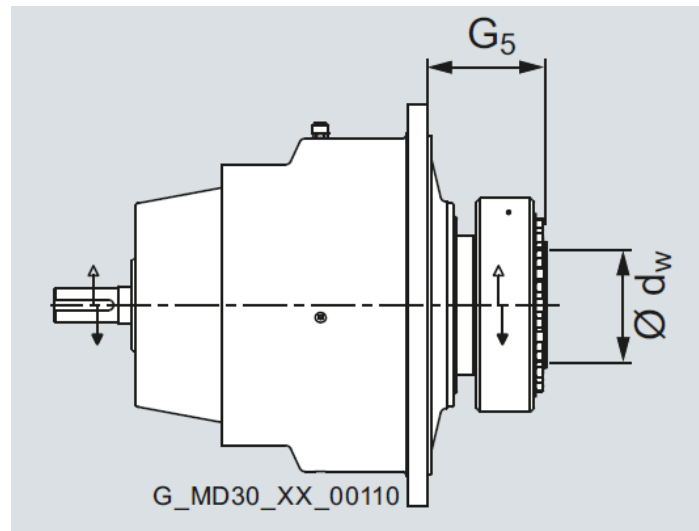
El esquema de diseño y las dimensiones de la reductora se muestra en la Figura 79 y 80.



O2RC Gear unit sizes	Dimensions in mm													
	Shaft end drive end		Flange											
	$\varnothing d_1$ ¹⁾	l_1	c	$\varnothing d_a$	$\varnothing d_4$ f7	$\varnothing d_6$	G_1	$\varnothing k_1$	$\varnothing k_2$	z	$\varnothing s_1$	$\varnothing s_2$	n	t
30	40	70	17	375	290	130 K7	354	335	165	8	17.5	M10	16	22.5°

Figura 61. Esquema de diseño de la reductora.

En cuanto al disco de acoplamiento retráctil, las dimensiones son las siguientes:



Gear unit sizes	Dimensions in mm		Oil quantity	Weight
	G ₅	Ø d _w H7		
35	138	100	2.00	130

Figura 62. Esquema del acoplamiento de la reductora.

El valor de $\text{Ø}d_w H7$ es de especial interés, porque en función del valor del diámetro del árbol, que se calculará en el siguiente apartado, el eje podrá ir directamente acoplado al disco retráctil de la Figura 63 o no pudiéndose ahorrar dos acoplamientos por cada eje.

4.7 Cálculo del diámetro del eje

4.7.1 Estimación de cargas

Es necesario realizar una estimación de las cargas a las que estará sometido el eje con el objetivo de estimar su diámetro. Los elementos que se enumeran a continuación son aquellos que tienen una masa significativa:

- **Caja del coche**

La masa de la caja supone gran parte de la masa total del sistema, por lo que es de especial importancia una estimación correcta de su peso. Para ello se ha tomado como referencia la caja del monorraíl de Wuppertal (ver Figura 3) por ser uno de los monorraíles que han servido de base para el desarrollo del sistema.

Teniendo en cuenta las dimensiones del apartado 4.1 donde se determinó la capacidad máxima del sistema, y tomando como referencia la caja del monorraíl del Wuppertal que está fabricada casi en su totalidad de aluminio, se ha estimado una masa de 14.000 kg para el conjunto caja-pasajeros-soporte de la caja, es decir, que si se resta la masa estimada para los pasajeros en una situación en la que la capacidad del coche ha llegado al límite (106 pasajeros, 7.420 kg) resulta una masa de 6.580 kg.

Esta masa engloba la caja en su conjunto, es decir, teniendo en cuenta asideros, asientos, equipos auxiliares de aire acondicionado, cableado, equipamiento de la cabina, etc.

- **Motor**

Como se ha indicado en el apartado 4.5, Figura 55, el motor tiene una masa de 730 kg.

- **Reductora**

Las reductoras, seleccionadas en el apartado 4.6, Figura 59, tienen una masa de 130 kg cada una.

4.7.2 Estimación del diámetro del árbol

El método que se ha utilizado para el cálculo de los árboles del sistema a desarrollar fue presentado por el Código ASME (47) como "Código para proyectos de ejes de transmisión". El método considera la combinación de esfuerzos de torsión y flexión.

Este código utiliza los esfuerzos cortantes para el cálculo de árboles, determinando la resistencia admisible de dos maneras:

- a) Multiplicando por 0,30 el valor del límite de fluencia en tracción del material (acero) del árbol.
- b) Multiplicando por 0,18 el valor de la resistencia a la ruptura en tracción del material (acero) del árbol.

En este caso se ha empleado la primera opción, es decir:

$$\sigma_P = 0,30 \cdot \sigma_y \quad (4.4)$$

El material utilizado para la construcción del árbol es un acero AISI 1050, laminado en frío, de tensión última en tracción $\sigma_{ult} = 690 \text{ MPa}$ y límite de fluencia $\sigma_y = 580 \text{ MPa}$.

El Código ASME presenta la siguiente ecuación para determinar el diámetro del árbol cuando se trata de un árbol macizo sometido a cargas axiales pequeñas o nulas y a esfuerzos de torsión y flexión:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot \sigma_P} \cdot \left((C_f \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.5)$$

Donde:

- σ_P : esfuerzo máximo permisible (Pa), obtenido de (4.4).
- M : momento flector máximo (Nm).
- T : momento torsor máximo (Nm).
- C_f : factor de choque y fatiga, aplicado al momento flector.
- C_t : factor de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

Los valores C_f y C_t se determinan mediante la Tabla 19.

Tabla 19. Tabla de valores de C_f y C_t (48).

Tipo de carga	C_t	C_f
Ejes fijos (esfuerzo de flexión sin rotación)		
- Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
- Carga aplicada repentinamente	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Ejes giratorios (esfuerzos de flexión con rotación)		
- Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
- Carga aplicada repentinamente, con choque ligero	1,5 a 2,0	1,0 a 1,5
- Carga aplicada repentinamente, con choque fuerte	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0

Por lo tanto, teniendo en cuenta que el sistema desarrollar estará sometido a flexión y torsión y la carga será constante a lo largo del tiempo, los valores de C_f y C_t se han fijado en 1,0 y 1,5, respectivamente.

Como se puede ver en la Figura 54, el árbol está apoyado en ambas ruedas y une éstas con la salida de la reductora, donde se encuentra el par torsor que afecta al árbol. La masa del motor, la reductora, y la caja de pasajeros, afectarán también al dimensionamiento del mismo.

- Cálculo de momentos flectores y torsores

Para la aplicación de la fórmula para el cálculo del diámetro proporcionado por el *Código ASME* es necesario conocer el momento flector máximo (M) y el momento torsor máximo (M_T). En la Figura 63 se representa el diagrama de fuerzas que afectan al árbol, teniendo en cuenta que nace en salida de la reductora (punto B) y llega hasta la rueda (punto A):

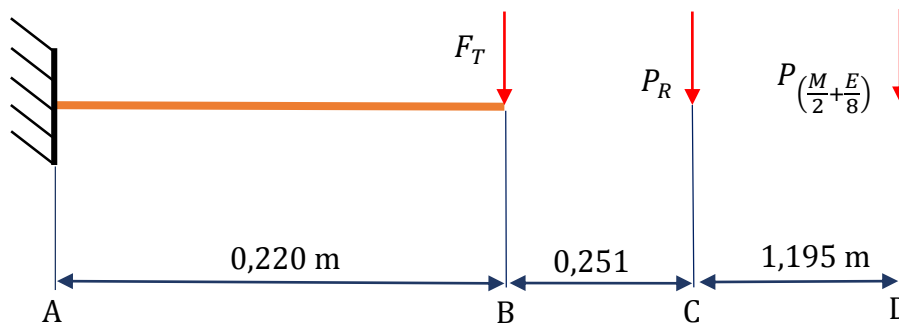


Figura 63. Diagrama de fuerzas que afectan al árbol.

El árbol, aunque tenga cierta longitud al otro lado de la rueda situada en el punto A, puede considerarse empotrado para el análisis estructural, puesto que el comportamiento del mismo ante las fuerzas sería similar en el caso de que se considerase apoyado sobre ese punto.

La distancia \overline{AB} corresponde a una longitud estimada para el rodamiento de 0,12 m más una distancia de 0,1 m entre éste y la salida de la reductora (punto B). La distancia \overline{BC} corresponde a la mitad de la longitud de la reductora (ver Figura 61) para aplicar el peso de la reductora sobre el centro de masas de la misma. Sin embargo, la distancia \overline{CD} corresponde a la mitad de la longitud del motor (ver Figura 54) más una distancia de 0,1 m, estimada para el acoplamiento que une el motor y la reductora.

Las fuerzas que afectan al comportamiento del árbol son:

P_R : peso de la reductora, de valor:

$$P_R = \text{Masa de la reductora} \cdot g = 130 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.274 \text{ N}$$

$P_{(\frac{M}{2} + \frac{E}{8})}$: peso de la mitad del motor más una octava parte del peso de la estructura. Esto es así puesto que el peso del motor en el árbol está repartido entre los dos extremos, y la estructura está dividida entre los cuatro árboles del sistema, y a su vez, por ambas partes del árbol. Tiene de valor:

$$P_{(\frac{M}{2} + \frac{E}{8})} = \left(\frac{M}{2} + \frac{E}{8} \right) \cdot g = \left(\frac{730 \text{ kg}}{2} + \frac{14.000 \text{ kg}}{8} \right) \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 20.727 \text{ N}$$

F_T : fuerza correspondiente a la suma del peso de la reductora, la mitad del peso del motor, y una octava parte del peso de la estructura. Se aplica en el extremo del árbol.

$$F_T = P_R + P_{(\frac{M}{2} + \frac{E}{8})} = 22.001 \text{ N}$$

Es importante destacar que el peso del árbol y los rodamientos se considera despreciable para el cálculo del diámetro del eje frente al resto de pesos. También se desprecian las posibles cargas axiales que pudieran existir. Para llevar a cabo esta simplificación, para el cálculo del diámetro se ha tomado un coeficiente de seguridad de 3,33. Valor que es suficiente para poder simplificar el problema y obtener resultados aceptables a pesar de no ser un modelo excesivamente realista.

En cuanto a los momentos, estas tres fuerzas generan tres momentos por las distancias a las que están aplicadas. Las fuerzas aplicadas en los puntos C y D generan momentos constantes mientras que la fuerza aplicada en el punto B genera un momento variable hasta el punto A.

Además, el par que trasladado de la reductora al eje genera un momento torsor (M_T) de valor conocido al saber el par motor y las relaciones de reducción de la reductora. En la Figura 64 se representan los momentos que afectan al árbol:

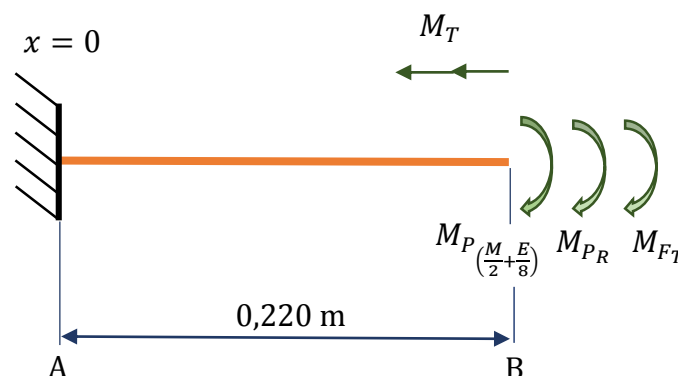


Figura 64. Momentos que afectan al árbol.

Los valores de los momentos representados en la Figura 64 son los siguientes:

$$M_{P_{(\frac{M}{2} + \frac{E}{8})}} = P_{(\frac{M}{2} + \frac{E}{8})} \cdot \overline{BD} = 20.727 \text{ N} \cdot 1,2705 \text{ m} = 26.333,6 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

$$M_{PR} = P_R \cdot \overline{BC} = 1.274 \text{ N} \cdot 0,251 \text{ m} = 319,8 \text{ Nm} \quad (4.7)$$

$$M_{FT} = F_T \cdot (\overline{AB} - x) = 22.001 \text{ N} \cdot (0,220 - x) \quad (4.8)$$

haciendo $x = 0$ en (4.8):

$$M_{FT} = F_T \cdot (\overline{AB} - 0) = 22.001 \text{ N} \cdot (0,220 - 0) = 4.840,22 \text{ Nm}$$

Si se suman los momentos flectores en el punto A, obtenidos en las ecuaciones (4.6), (4.7) y (4.8), se obtiene el momento flector máximo al que está sometido el árbol:

$$M_{fmax} = M_{P\left(\frac{M}{2} + \frac{E}{8}\right)} + M_{PR} + M_{FT} = 26.333,6 \text{ Nm} + 319,8 \text{ Nm} + 4.840,22 \text{ Nm} \sim \mathbf{31.493 \text{ Nm}}$$

El momento torsor que transmite la reductora al árbol se calculó en el apartado 4.6, de valor:

$$M_T = \mathbf{1.386 \text{ Nm}}$$

El diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores resultantes se representa en la Figura 65:

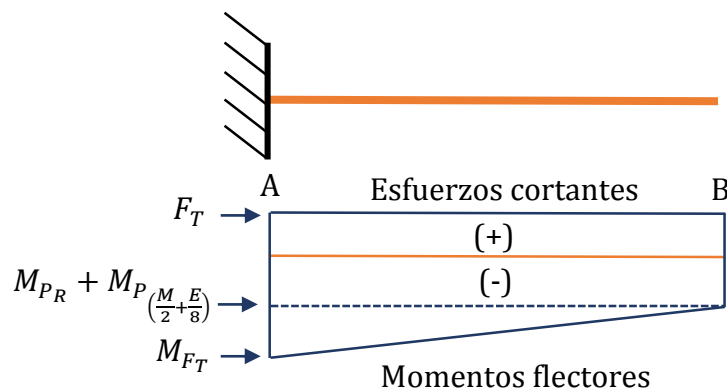


Figura 65. Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores.

- Diámetro del árbol

Entrando en la ecuación del Código ASME para la obtención del diámetro con los siguientes parámetros, entre los que se incluye el límite de fluencia del acero AISI 1050 **(49)** seleccionado:

- $\sigma_p = 0,30 \cdot \sigma_y = 0,30 \cdot 580 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- $M = 31.483 \text{ Nm}$
- $T = 1.386 \text{ Nm}$
- $C_f = 1$
- $C_t = 1,5$

se tiene, de (4.5):

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 0,3 \cdot 580 \cdot 10^6} \cdot ((1 \cdot 31.493)^2 + (1,5 \cdot 1.386)^2)^{\frac{1}{2}} = 0,1114 \text{ m} = \mathbf{11,14 \text{ cm}}$$

Este diámetro, teniendo en cuenta el coeficiente de 0,3 aplicado a la tensión máxima permisible (σ_p), se ha calculado con un coeficiente de seguridad $FS = 3,33$, pues:

$$\sigma_p = \frac{1}{FS} \cdot \sigma_y$$

Sin embargo, la elección del diámetro no acaba ahí, pues es conveniente seleccionar el valor normalizado que más se ajuste al diámetro anteriormente calculado.

Para los extremos de árboles de motores eléctricos, reductores de velocidad, motorreductores o en aquellas partes donde se montan acoplamientos, poleas, ruedas de cadenas, ruedas de engranajes y otros elementos afines, los diámetros recomendados son los correspondientes a las normativas DIN 323 (48), series R5, R10, R20 y eventualmente serie R40, que se indican a continuación, todos ellos en *mm*: 90; 95; 100; 110; 120; 125; 130; 140 (48). Por lo tanto, se seleccionará un diámetro de **120 mm**, por ser el inmediatamente superior al diámetro calculado.

En el siguiente apartado se estudia el comportamiento del árbol bajo fatiga y se realiza una comprobación del coeficiente de seguridad siguiendo distintas formulaciones.

4.7.3 Determinación del radio de acuerdo

La gran mayoría de ejes y árboles tienen una configuración en bloques o partes de distintos diámetros con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de los elementos que van incorporados en los mismos. Además, tienen una justificación desde el punto de vista resistente, pues sirven como apoyos para los elementos montados sobre el árbol, transmitiendo las cargas axiales que puedan existir al tiempo que definen la posición de los elementos sin interferencias.

Sin embargo, se tiende a reducir o evitar los cambios de sección pues aumentan la probabilidad de aparición de fisuras y por tanto de fallo por fatiga, además, los cambios de sección aumentan los costes de fabricación de los ejes y árboles (50).

En el caso del árbol del sistema que se está desarrollando en este Trabajo Fin de Máster, se considerará un único cambio de sección para la zona de fijación de la rueda.

En la Tabla 20 figuran las dimensiones estandarizadas orientativas para radios de acuerdo cilíndricos según la norma DIN 748:

Tabla 20. Radios de acuerdo orientativos para ejes cilíndricos.

Technical drawing of a shaft with a fillet transition. The drawing shows a shaft of diameter d and length l . A fillet with radius r transitions between two sections. The fillet length is c . The transition is labeled $c \times 45^\circ$.

$d(mm)$	$l(mm)$	$r(mm)$	$c(mm)$
45	82	2,0	1,6
50	82	2,5	2,0
60	105	2,5	2,0
70	105	2,5	2,0
80	130	3,0	2,5
90	130	3,0	2,5

Como el diámetro calculado anteriormente es de 120 mm , se estima un radio de acuerdo para el árbol de **$3,5 \text{ mm}$** .

En resumen, el árbol tendrá un diámetro $D = 120 \text{ mm}$ excepto en la zona de apoyo de la rueda, que tendrá de diámetro siete milímetros más pequeño, **$d = 113 \text{ mm}$** .

Por último es importante destacar que como el disco retráctil de la reductora admite el acoplamiento de ejes de hasta 100 mm y el diámetro del eje calculado es de 113 mm (excepto en el apoyo de la rueda, que tiene 120 mm) se realizará un rebaje de 4 mm en el diámetro para acoplarlo directamente a la reductora y ahorrar un acoplamiento.

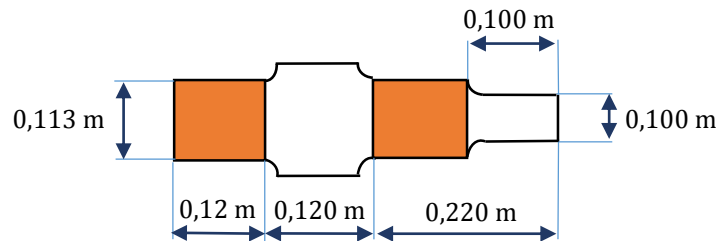


Figura 66. Dimensiones del árbol.

4.7.4 Estudio de fatiga

El objetivo principal de estudiar la fatiga del árbol es calcular el número de ciclos que podrá resistir el mismo hasta el final de su ciclo de vida, así como comprobar que el coeficiente de seguridad FS fijado para determinar el diámetro del eje es correcto.

La zona más susceptible a sufrir un fallo por fatiga es la zona donde los momentos flectores son mayores (y por tanto mayores tensiones), por encima de cualquier otro cambio de sección, es decir, tal y como se muestra en la Figura 65, la zona de apoyo de la rueda (punto A), la cual tiene un diámetro $D = 12 \text{ cm}$. Será en esa sección donde se estudie la fatiga.

- Factores que influyen en la fatiga

Los factores más importantes para el estudio de la fatiga son los siguientes **(51)**:

1. K_a : Factor de acabado superficial.

Este factor se utiliza para expresar la diferencia entre acabados superficiales de mayor o menor calidad. La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia en la superficie de la probeta de una mayor rugosidad se produce un fenómeno de concentración de tensiones.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente correlación:

$$K_a = a \cdot S_{ult}^b \quad (4.9)$$

En la Tabla 21 se obtienen los coeficientes a y b correspondientes.

Tabla 21. Coeficientes a y b en función del acabado superficial.

Acabado superficial	Coeficiente a	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado)	1,58	-0,085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

En este caso, de (4.9) como es un estirado en frío, se obtiene:

$$K_a = a \cdot S_{ult}^b = 4,51 \cdot 690^{-0,265} = \mathbf{0,798}$$

2. K_b : Factor de tamaño.

La fatiga es un fenómeno estadístico, por tanto, cuanto mayor sea el volumen de la pieza sometida a tensiones elevadas, mayor será la probabilidad de encontrar un defecto de tamaño crítico que provoque el inicio de la grieta de fatiga. Por ello, se debe considerar este factor de tamaño.

Para ejes cilíndricos se pueden dar varios casos:

a) En el caso de carga axial, según algunos autores $K_b = 1$ para cualquier diámetro. Sin embargo otros tienen en cuenta lo siguiente:

$$K_b = 1 \quad \text{para } D < 10 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,6 - 0,7 \cdot D \quad \text{para } D \geq 10 \text{ mm}$$

b) En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad \text{para } 2,79 \leq D \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot D^{-0,097} \quad \text{para } 52 \leq D \leq 250 \text{ mm} \quad (4.10)$$

En este caso, al tener un diámetro mayor a 51 mm sin carga axial, se empleará la correlación (4.10):

$$K_b = 1,189 \cdot D^{-0,097} = 1,189 \cdot 120^{-0,097} = \mathbf{0,7473}$$

3. K_c : Factor de confiabilidad.

Se debe añadir un factor que refleje la naturaleza estadística de la fatiga. Para tenerlo en cuenta se utiliza el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo.

Esta confiabilidad varía desde un 50% hasta un 99,9%. Funcionalmente, se diseña para una seguridad mayor del 90%.

Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la Tabla 22:

Tabla 22. Factor de confiabilidad en función del % de confiabilidad.

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0,5	1
0,7	0,950
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702

En este caso se ha determinado un factor de confiabilidad de $K_c = 0,950$.

4. K_d : Factor de temperatura.

La temperatura de trabajo de la pieza es un hecho muy significativo a la hora del estudio de fatiga debido a que modifica todas las propiedades mecánicas de un material además de las resistencias a fluencia, última y de fatiga.

Cuando las temperaturas son bajas, se debe comprobar el fallo frágil, y cuando las temperaturas son altas se debe comprobar el fallo por fluencia. Esto es debido a la variación del límite elástico y la resistencia a tracción con la temperatura. La variación de la resistencia a fatiga se supone similar a la de la resistencia a tracción. Un ejemplo de la importancia de la temperatura de funcionamiento es que el límite de resistencia a la fatiga para los aceros aumenta hasta los 200 °C aproximadamente. A partir de ese valor empieza a disminuir la vida.

A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo:

$$K_d = 1 \text{ para } T \leq 450 \text{ °C} \quad (4.11)$$

$$K_d = 1 - 5,8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) \text{ para } 450^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \text{ °C}$$

En este caso se ha determinado un factor de temperatura $K_d = 1$ siguiendo (4.11).

5. K_e : Factor de concentración de tensiones.

Las piezas que cuenten con variaciones en la sección principal, ya sean estas variaciones agujeros, chavetas, muescas, ranuras o radios de acuerdo, se deben tener muy en cuenta este factor ya que son puntos principales de concentración de tensiones. Con mucha probabilidad la zona que antes sucumbirá a fatiga se encontrará cerca de uno de estos puntos. El primer paso es calcular el factor de concentraciones teóricos K_t .

$$\frac{D}{d} = \frac{120}{114} = 1,052 = K_t$$

Posteriormente, se calcula el factor de sensibilidad a las ranuras q , en este caso entrando en las Figuras 67 y 68, con los valores de la tensión última a tracción y el radio de las ranuras.

$$S_{ult} = 690 \text{ MPa}$$

$$r = 3 \text{ mm}$$

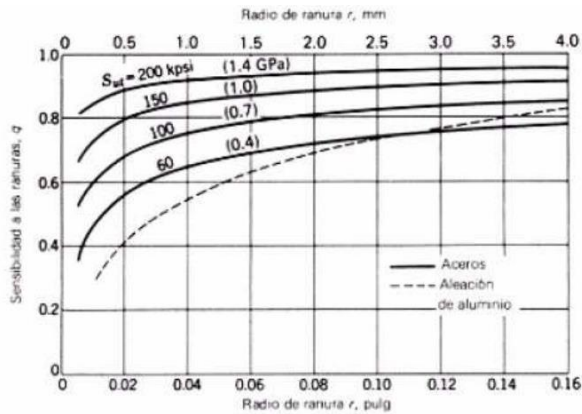


Figura 67. Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.

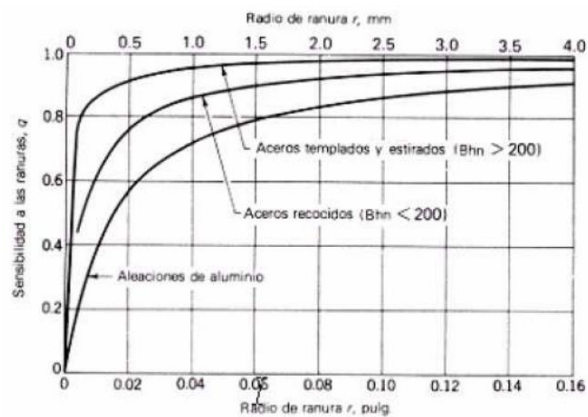


Figura 68. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes (50).

Teniendo esto en cuenta, se fija un valor de $q = 0,8$ para este caso.

A continuación se calcula el factor de la resistencia en caso de fatiga (\mathfrak{R}_f) para las dos secciones:

$$\mathfrak{R}_f = q \cdot (K_t - 1) + 1 = 1,042$$

Finalmente, se calcula el factor de concentración d tensiones (K_e), como la función inversa de \mathfrak{R}_f :

$$K_e = 0,959$$

6. K_f : Factor de efectos diversos.

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente, y que se detallan a continuación. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los aspectos más importantes a tener en cuenta con este tipo de factor.

- Esfuerzos residuales o remanentes

Los esfuerzos residuales (tensiones que permanecen en el material en ausencia de carga) pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos.

El límite de fatiga de piezas forjadas o laminadas puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que produce que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a fatiga transversal puede ser un 10-20% inferior.

- Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa.

Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

- Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo.

- Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

El estudio de sus efectos es de vital importancia, ya que existe una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

- Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%.

- Corrosión por apriete (*fretting*)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes, etc. La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

En este caso se ha determinado que $K_f = 1$ (52).

- Cálculo del límite de fatiga corregido

Una vez calculados los coeficientes modificativos del límite de fatiga se calcula el límite de fatiga corregido mediante la expresión:

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e \quad (4.12)$$

Teniendo en cuenta que:

- $K_a = 0,798$
- $K_b = 0,747$
- $K_c = 0,950$
- $K_d = 1$
- $K_e = 0,959$
- $K_f = 1$

La resistencia a la fatiga S'_e para los aceros se calcula con la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ult} = 0,5 \cdot 690 \text{ MPa} = 345 \text{ MPa}$$

Así, el valor del límite de fatiga resulta, según la Ecuación de Marin (4.12):

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,798 \cdot 0,747 \cdot 0,950 \cdot 1 \cdot 0,959 \cdot 345 \text{ MPa} = \mathbf{197,55 \text{ MPa}}$$

- Determinación del número de ciclos

Para determinar la vida a fatiga del eje estudiado, se va a utilizar el Criterio de Goodman, ya que tiene la ventaja de expresarse mediante una relación lineal y es el más utilizado en la práctica.

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ult}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ult} .

De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ult}} = 1$$

Las tensiones de tracción y compresión son las responsables de la apertura y cierre de grieta respectivamente de modo que una tensión media de tracción empeora el comportamiento a tracción y una de compresión lo mejora.

El eje estudiado es un ejemplo de problema de tensión media nula, ya que al girar, las secciones del eje quedan sometidas a tracción y compresión alternativamente. De hecho, estas fuerzas se han considerado despreciables en el cálculo del diámetro. Por tanto:

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

La tensión máxima será la que se produzca en la sección con el máximo momento flector (ver Figura 65), de valor:

$$\sigma_A = \frac{32 \cdot M_{f\text{máx}}}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot 31.493 \cdot 1000}{\pi \cdot 120^3} = 185,56 \text{ MPa}$$

Con estos datos, y según el Criterio de Goodman (53), la tensión de fallo coincide con la tensión máxima en cada caso:

$$\frac{\sigma_A}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ult}} = 1 \quad (4.13)$$

despejando S_f de (4.13) se tiene:

$$S_f = \frac{\sigma_A}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ult}}} = \frac{185,56 \text{ MPa}}{1 - \frac{0}{690 \text{ MPa}}} = 185,56 \text{ MPa}$$

Una vez conocido este dato, se procede a estudiar el número de ciclos para la sección del empotramiento, en función del valor de la tensión de fallo. Pueden darse dos casos:

- Si $S_f > S_e$ el valor del número de ciclos se obtiene por semejanza de triángulos con escala logarítmica, obteniendo un valor de ciclo alto para el eje, como se muestra en la Figura 69.

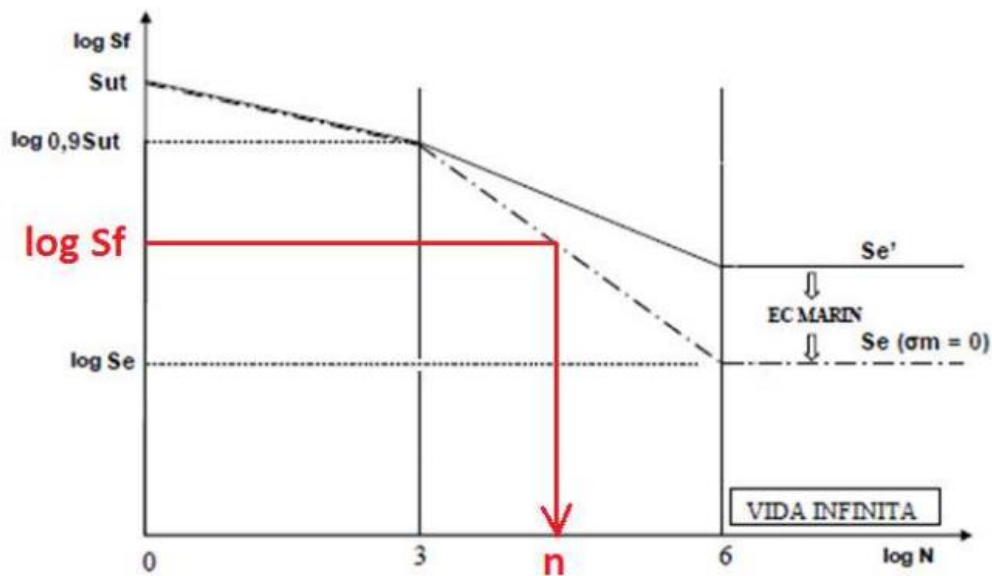


Figura 69. Diagrama tensión-número de ciclos.

- Si $S_f < S_e$ se considera directamente que la vida del eje es infinita, puesto que el punto de corte con la gráfica no existe, como se puede ver en la Figura 70.

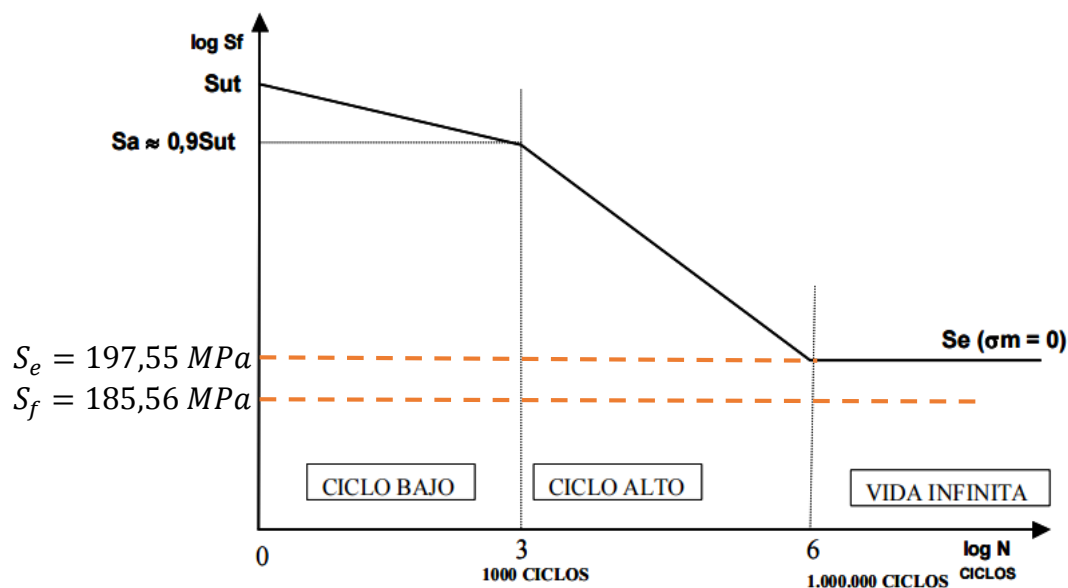


Figura 70. Tipo de ciclo en función del número de ciclos.

Este último caso es el que se produce en el árbol previamente calculado, por lo que el diámetro de 120 mm estimado se considera correcto para el diseño futuro del sistema.

4.8 Selección de rodamientos

Un rodamiento es un elemento mecánico que sirve para soportar las cargas, tanto estáticas como dinámicas, de un sistema que esté sometido a movimientos rotativos.

Los diferentes tipos de rodamientos incluyen rodamientos radiales y axiales para cargas radiales y axiales respectivamente, además de algunos tipos que están diseñados para cargas combinadas. Las cargas radiales son aquellas que se aplican en ángulo recto (perpendiculares) con respecto al eje, mientras que las axiales actúan paralelamente al eje.

Para la selección de los rodamientos, que mejorarán la lubricación del árbol y alargarán la vida del mismo, se ha realizado una búsqueda entre los principales fabricantes, seleccionando finalmente uno de SKF (54).

El rodamiento seleccionado es el que se muestra en la Figura 71, es un rodamiento de rodillos esféricos de doble hilera.

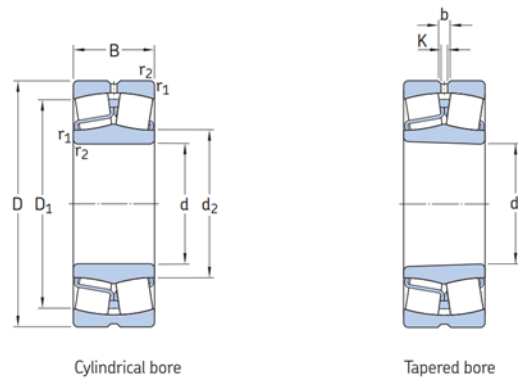


Figura 71. Rodamiento SKF seleccionado.

Este tipo de rodamiento es especialmente interesante porque garantiza desplazamientos mínimos en la dirección axial del árbol, absorbiendo tanto cargas axiales como radiales.

Las propiedades y dimensiones del rodamiento se indican en la Figura 72. Entre los parámetros más importantes se encuentran el rango de diámetros interiores permitidos y los límites de cargas y velocidades, que no superan la velocidad del árbol ni del motor. El peso del cada rodamiento es de aproximadamente 5 kg.

Spherical roller bearings
d 85 – 130 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		kN	r/min		kg
113	170	24	415	620	67	2 400	3 600	5,00

Figura 72. Características y dimensiones del rodamiento.

SKF proporciona además soportes para todo tipo de rodamientos. Para los rodamientos seleccionados el fabricante recomienda soportes de pie SNL, como los que se muestran en la Figura 73.



Figura 73. Soportes de pie SKF SNL.

Los soportes de pie SNL están disponibles para diámetros de eje de entre 20 y 160 mm y tienen, como estándar, dos orificios para los tornillos de fijación en la base. Tienen un mantenimiento sencillo ya que se pueden despiezar fácilmente para acceder al rodamiento, como se muestra en la Figura 74.

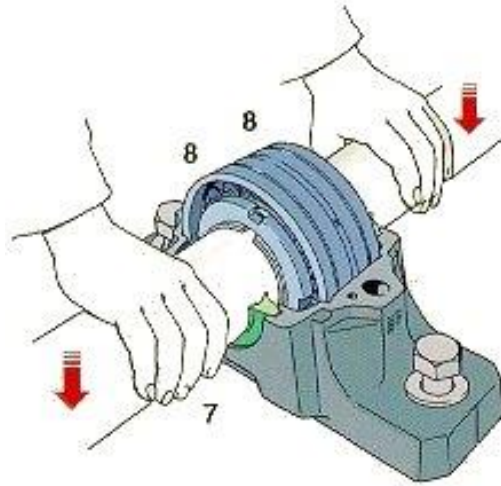


Figura 74. Despiece del soporte del rodamiento.

4.8.1 Disposición de rodamientos

Aunque la colocación de los rodamientos se hace habitualmente disponiendo uno a cada lado de cada rueda, para el sistema a desarrollar y optimizar se ha considerado una solución alternativa y ampliamente probada en diversos sistemas de ejes y ruedas. Esta solución consiste en instalar los rodamientos por la parte interna de la rueda, suprimiendo el tramo de eje que se prolonga habitualmente por la parte externa del eje.

El principal motivo por el que se ha seleccionado esta alternativa se debe al diseño conceptual propuesto anteriormente, ya que en caso de instalar rodamientos exteriores surgiría la necesidad de fijarlos de algún modo, lo que podría alterar o dificultar el desarrollo posterior y variar completamente el diseño del soporte y la estructura del modelo a desarrollar.

Esta solución no es novedosa, puesto que ya se ha empleado en diversos casos. En la Figura 75 se muestra una máquina industrial con rodamientos internos y una transmisión de esfuerzos externos mediante una polea.

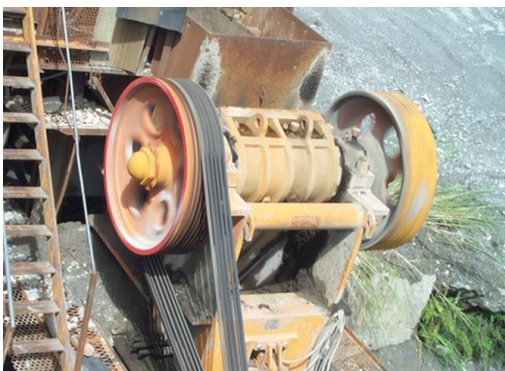


Figura 75. Eje de máquina industrial sin rodamientos externos.

En cuanto a aplicaciones ferroviarias, Siemens desarrolló el bogie de la Figura 76 para instalarlos en trenes ingleses. En la foto se observa como el eje por la parte externa de las ruedas es prácticamente inexistente y sin rodamientos.



Figura 76. Bogie de Siemens sin rodamientos externos (55).

Bombardier también ha desarrollado sistemas con una técnica similar. En la Figura 98 se muestra el Bombardier Flexx Urban 3000 (56).

El sistema no posee rodamientos exteriores, si no que se aprovecha ese espacio para la disposición del freno y de la conexión entre los motores y los ejes.

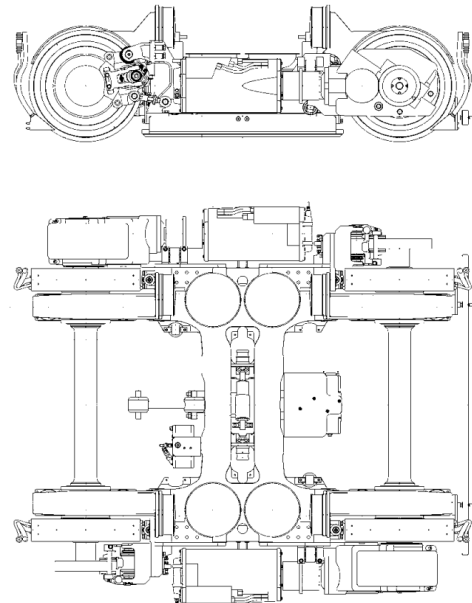
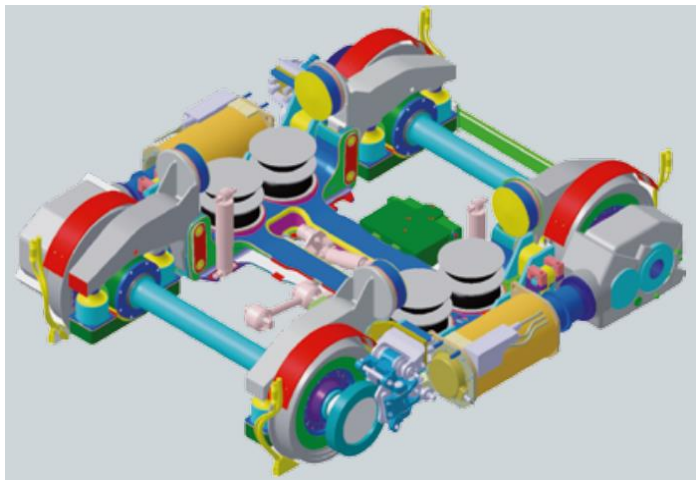


Figura 77. Bogie de Bombardier sin rodamientos externos.

Una vez conocida la disposición de los rodamientos en el árbol, es necesario redefinir ligeramente el mismo. Aunque las dimensiones generales se han mantenido como en el que se muestra en la Figura 66, es necesario definir la colocación de los rodamientos y la distancia que habrá entre los mismos, puesto que la instalación irá por la parte interior de la rueda, como se muestra en la Figura 78.

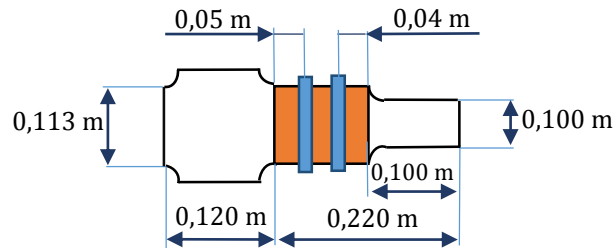


Figura 78. Configuración final del árbol y los rodamientos.

4.8.2 Estimación de la flecha máxima del árbol

Para comprobar que la selección del árbol y la colocación de los rodamientos es correcta, se va a calcular la flecha máxima que tendrá el árbol en la sección más crítica, es decir, la sección más próxima a la reductora. Un método habitual para el cálculo de desplazamientos en estructuras es mediante los teoremas de Mohr (57).

Los teoremas de Mohr, describen la relación entre el momento flector y las deformaciones que éste produce sobre una estructura, permitiendo calcular deformaciones a partir del momento y viceversa. Son métodos de cálculo válidos para estructuras isostáticas e hiperestáticas regidas por un comportamiento elástico del material. A continuación se resumen el primer y segundo teorema de Mohr.

- **Primer teorema de Mohr:**

El ángulo comprendido entre dos tangentes en dos puntos cualesquiera A y B de la curva elástica plana, es igual al área total del trozo correspondiente del diagrama de momentos reducidos:

$$\theta_B - \theta_A = \int_{x_A}^{x_B} \frac{M_f(x)}{EI_f} dx \quad (4.14)$$

Donde los ángulos deben expresarse en radianes. El teorema de Mohr dice que el giro de un punto de una elástica (la deformada) respecto de otro punto de la elástica, se puede obtener mediante el área de momentos flectores entre A y B, dividido por la rigidez a flexión "EI".

El primer teorema de Mohr en realidad proporciona una expresión aproximada para pequeños desplazamientos.

- **Segundo teorema de Mohr:**

Dados dos puntos A y B pertenecientes a una línea elástica, y dada una recta vertical que pasa por la abscisa de A, la distancia vertical entre la curva elástica en A y la intersección de la tangente que pasa por B y la recta vertical anterior es igual al momento estático con respecto a A del área de momentos reducidos comprendida entre A y B:

$$\Delta_{BA} = - \int_{x_A}^{x_B} \frac{M_f(x)}{EI_f} (x - x_A) dx \quad (4.15)$$

teniendo en cuenta (4.14) y (4.15), se tiene:

$$V_A = V_B + \theta_B(x_A - x_B) - \int_{x_B}^{x_A} \frac{M_f(t)}{EI_f} dt$$
$$V(x) = V_a + \theta_a(x - a) + \int_a^x (x - s) \frac{M_z(s)}{EI} ds$$

El momento estático recientemente mencionado puede calcularse en forma muy simple multiplicando el área total del diagrama de momentos reducidos comprendida entre A y B por la distancia entre A y su centro de gravedad. Por otro lado, si la figura que representa el diagrama puede descomponerse en figuras elementales tales como rectángulos, triángulos, parábolas, etc., el momento estático total resultara ser la suma de los correspondientes a cada una de las figuras elementales.

Los teoremas de Mohr son relativos, es decir, siempre se calcula la flecha o el giro respecto al de otro punto. Su aplicación práctica sólo es útil cuando uno de los puntos tiene un giro o flecha conocido, especialmente si por sus condiciones de contorno alguno de estos valores es cero.

El cálculo de la flecha máxima se realizará para dos casos, dependiendo del número de apoyos que se consideren para el árbol.

En el primer caso (caso A, Figura 79) se considerará que el árbol consta de tres apoyos, dos correspondientes a los rodamientos y uno como consecuencia del acoplamiento con la rueda y el apoyo que éste tiene dentro de ella. Además, se considerará que la reductora tiene un punto de apoyo en su extremo más lejano al árbol.

En el segundo caso (caso B) se considerará que el árbol no apoya sobre la rueda, y que la reductora no tiene punto de apoyo, por lo que los únicos apoyos que tendrá el eje serán los dos rodamientos, bajo las mismas condiciones de carga.

Dichas cargas se exponen a continuación:

- **Peso propio del eje**

El tramo de eje que se considerará en el cálculo de la flecha máxima será el comprendido entre el apoyo de la rueda y la entrada a la reductora, cuyas dimensiones son 120 mm de longitud y 113 mm de diámetro. La densidad del árbol es la correspondiente al material con el que fue calculado su diámetro en apartados anteriores.

$$Masa\ del\ eje = Volumen \cdot densidad = \pi \cdot r^2 \cdot longitud \cdot densidad \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$Masa\ del\ árbol = 9,38\ kg$$

Si se multiplica por la aceleración de la gravedad y se divide por la longitud total, se obtiene el peso uniformemente distribuido del tramo de árbol considerado:

$$q_a = \frac{\text{Masa del árbol (kg)} \cdot g \left(\frac{m}{s^2} \right)}{\text{Longitud total (m)}} = \frac{9,38 \cdot 9,8}{0,120} \cong 766,6 \frac{N}{m} \quad (4.16)$$

- **Peso de la reductora**

En el caso de la reductora, es suficiente con considerar la aceleración de la gravedad y la longitud total de la reductora para obtener la carga uniformemente distribuida de la masa de la reductora:

$$q_r = \frac{\text{Masa reductora (kg)} \cdot g \left(\frac{m}{s^2} \right)}{\text{Longitud total (m)}} = \frac{130 \cdot 9,8}{0,5} \cong 2590 \frac{N}{m} \quad (4.17)$$

- **Peso de la estructura y el motor**

Se considerará además que parte de la estructura y del motor apoyarán sobre el rodamiento más cercano a la rueda. Esta carga tiene un valor de:

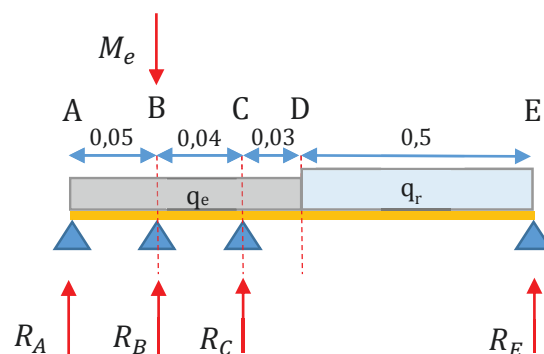
$$M_e = \left(\frac{M_{\text{estructura}}}{8} + \frac{M_{\text{motor}}}{2} \right) \cdot g = \left(\frac{14.000kg}{8} + \frac{730kg}{2} \right) \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} = 20.727 N$$

La masa del motor se ha dividido entre dos puesto que se está calculando únicamente una mitad del árbol y la masa de la estructura es la que corresponde a una mitad del árbol de uno de los cuatro pares de rueda con que contará cada coche del sistema.

A continuación se determina la flecha máxima del árbol en los casos A y B.

- **CASO A:**

El diagrama de fuerzas que a considerar en este caso se muestra en la Figura 79, siendo el punto D el correspondiente a la sección crítica donde se desea calcular la flecha máxima.



Unidades en m

Figura 79. Diagrama de fuerzas en el caso A.

Los puntos A y E representan la zona donde están situadas la rueda y la reductora, respectivamente. Los puntos B y C representan los apoyos del eje sobre los rodamientos, mientras que el punto D representa la sección en la que el eje se acopla directamente a la

reductora, siendo en este punto donde se desea conocer la flecha máxima bajo las condiciones de carga q_a y q_r , obtenidas en (4.16) y (4.17), que representan el peso uniformemente distribuido tanto del eje como de la reductora. La masa de los rodamientos se considera despreciable frente a las otras dos.

En primer lugar se realiza el balance de fuerzas verticales:

$$+\uparrow \quad R_A + R_B + R_C + R_E - 92 - 1295 - 20727 = 0$$

El balance de momentos es:

$$-\curvearrowright \quad -0,62 \cdot R_E + 0,37 \cdot 1295 - R_C \cdot 0,09 - R_B \cdot 0,05 + R_A \cdot 0,05 - 0,06 \cdot 92 = 0$$

Los momentos flectores en los diferentes tramos son:

Tramo DE:

$$M_{fDE} = -R_E(0,5 - x) + 2590(0,5 - x) \frac{(0,5 - x)}{2}$$

Tramo CD:

$$M_{fBC} = -R_E(0,53 - x) + 2590 \cdot 0,5(0,28 - x) + 766,6 \frac{(0,03 - x)^2}{2}$$

Tramo BC:

$$M_{fBC} = -R_E(0,57 - x) + 2590 \cdot 0,5(0,32 - x) + 766,6 \cdot 0,33(0,055 - x) - R_C(0,04 - x) + 766,6 \frac{(0,04 - x)^2}{2}$$

Tramo DE:

$$\theta^{DE} = \frac{1}{EI} \left(-R_E \left(0,5x - \frac{x^2}{2} \right) + \frac{2590}{2} (0,5^2 x - 0,5x^2 + \frac{x^3}{3}) \right)$$

La flecha producida por el giro de la rebanada se considera despreciable para el cálculo de R_E , pero se tiene en cuenta para el cálculo de la flecha máxima:

$$y_{DE} = \frac{1}{EI} \left(-R_E \left(0,5x^2 - \frac{x^3}{6} \right) + \frac{2590}{2} \left(\frac{0,5^2 x^2}{2} - \frac{0,5x^3}{3} + \frac{x^4}{12} \right) \right)$$

$$y(x = 0,5) = 0 = \left(-R_E \left(0,5^3 - \frac{0,5^3}{6} \right) + \frac{2590}{2} \left(\frac{0,5^2 \cdot 0,5^2}{2} - \frac{0,5^4}{3} + \frac{0,5^4}{12} \right) \right)$$

$$0 = -R_E \frac{5}{6} \cdot 0,5^3 + \frac{2590}{8} 0,5^4$$

$$R_E = \frac{0,5 \cdot \frac{2590}{8}}{\frac{5}{6}} = 194,25 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta los valores de rigidez a flexión:

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{\pi}{4} r^4 = 8,0035 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Se obtiene una flecha de

$$y_{CD}(x = 0,03) = \frac{1}{EI} \left(-194,25 \cdot \left(\frac{0,53 \cdot 0,03^2}{2} - \frac{0,03^3}{6} \right) + 1295 \left(\frac{0,28 \cdot 0,03^2}{2} - \frac{0,03^3}{6} \right) \right. \\ \left. + \frac{766,6}{2} \left(\frac{0,03^2}{2} \cdot 0,03^2 - \frac{0,06}{6} \cdot 0,03^3 + \frac{0,03^4}{12} \right) \right) \\ y_{CD} = \frac{1}{210 \cdot 10^9 \cdot 8,0035 \cdot 10^{-6}} (-0,04545 + 0,1573 + 7,7618 \cdot 10^{-5}) \\ y_D = 6,66 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta el ángulo girado por la rebanada de la sección del punto D, resulta un desplazamiento total de:

$$\theta_E = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ rad} \\ y_D = 6,66 \cdot 10^{-8} + 0,5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5} = \mathbf{1,1126 \cdot 10^{-2} \text{ mm}}$$

- CASO B:

En este caso se suprimen los apoyos de la reductora y de la rueda para el cálculo, como se muestra en la Figura 80.

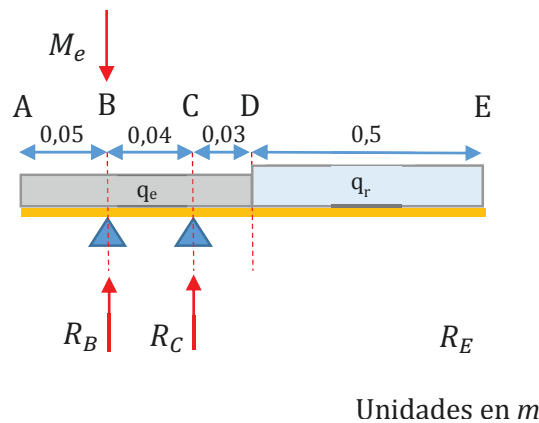


Figura 80. Diagrama de fuerzas en el caso B.

En primer lugar se calcula el momento flector en el tramo \overline{DE} :

$$M_{fDE} = 2590 \frac{(0,5 - x)^2}{2}$$

Resulta un desplazamiento vertical de:

$$y(x) = \frac{1}{EI} (2590 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{0,28x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + \frac{766,6}{2} \cdot \left(\frac{0,03^2x^2}{2} - \frac{0,03x^3}{3} + \frac{x^6}{12} \right)^2$$

$$y(0,03) = 9,363 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$$

Siendo el ángulo girado por la rebanada:

$$\theta_{DE} = \frac{1}{EI} (2590(0,5^2x - 0,5^2x + \frac{x^3}{3}))$$

para $x = 0,03 \text{ m}$

$$\theta_{DE} = 1,9257 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Teniendo en cuenta el ángulo girado, el desplazamiento total es, en el punto D:

$$y_D = y(0,03) + 0,5 \cdot \theta_E = 9,628 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

Por lo tanto, es éste último caso el más desfavorable, siendo el que se utilizará para la verificación de que deformación máxima es admisible.

En la Tabla 23 se muestran las deformaciones máximas permisibles en árboles (58) (59).

Tabla 23. Deformaciones máximas permisibles en árboles.

Deformación		Aplicación	Deformación permisible
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y]=(0,0002...0,0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y]=(0,01...0,03)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y]=(0,05...0,007)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y]=0,1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y]=(0,0003...0,0005)D$, donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	φ	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi]=0,001 \text{ rad}$
		En un cojinete	$[\varphi]=0,001 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi]=0,01 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi]=0,0025 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi]=0,0016 \text{ rad}$
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi]=0,05 \text{ rad}$
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L]=0,0045...0,006 \text{ rad/m}$
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L]=0,00175 \text{ rad/m}$
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L]=0,009 \text{ rad/m}$
		Árboles de cardanes de vehículos (d=30...50 mm)	$[\theta/L]=0,005...0,007 \text{ rad/m}$

Si se compara la flecha máxima obtenida en el caso B con la deflexión debida a flexión en árboles de motores asíncronos (57), se verifica que el diseño del árbol y la colocación de los rodamientos son correctos.

$$\text{Deflexión máxima permisible} = 0,1 \cdot h \quad (4.18)$$

Siendo h la holgura entre rotor y estator (conocido como entrehierro). Si se supone un valor de $h = 0,001 \text{ m}$ se tiene, de (4.18):

$$\text{Deflexión máxima permisible} = 0,1 \cdot 0,001 = 0,1 \text{ mm}$$

que es mayor que el valor de $9,628 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ obtenido en el caso más desfavorable.

4.9 Selección de los acoplamientos

Un acoplamiento es un dispositivo que se utiliza para unir dos ejes o árboles en sus extremos con el fin de transmitir potencia y absorber las vibraciones en la unión entre los dos elementos.

Como se observa en la Figura 54, los acoplamientos a instalar son los que unirán los ejes del motor con las reductoras, puesto que el eje va directamente acoplado al acoplamiento retráctil de la reductora.

Para la selección del mismo se han tenido en cuenta las dimensiones de los ejes del motor y reductoras, las cuales se muestran en las Figuras 58 y 61, que varían entre 40 mm del eje de la reductora y 65 y 60 mm de los ejes de salida del motor.

Los acoplamientos seleccionados se muestran en la Figura 81, son del fabricante Renold Hi-Tec Couplings **(60)** y tienen las siguientes características:

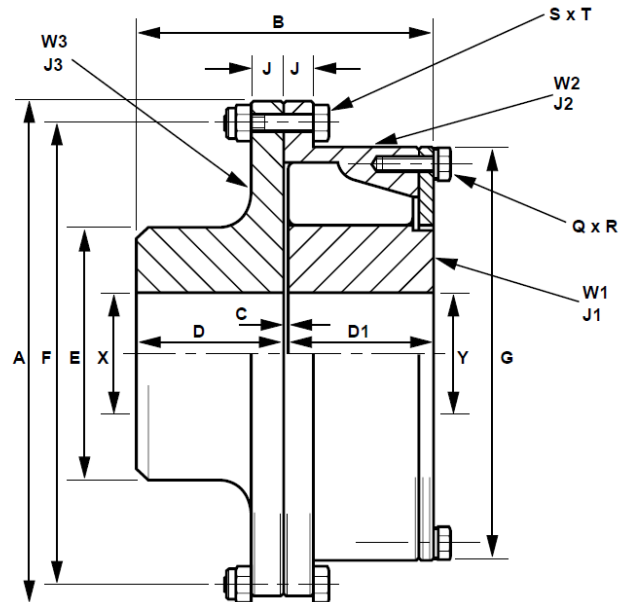
- Intrínsecamente seguro contra averías.
- Control de la vibración torsional resonante.
- Protección contra severas cargas de choque.
- Absorción de desalineamientos.



Figura 81. Acoplamiento seleccionado.

Son acoplamientos de tipo RB de eje a eje, capaces de acomodar una gama amplia de diámetros de eje y que facilitan la desconexión de ambas partes en labores de mantenimiento. Permiten el acoplamiento de ejes de entre 35 y 60 mm por un lado y 35 y 70 mm por el otro. Además, los acoplamientos disponen de limitadores de huelgo axial.

Las dimensiones principales se muestran en la Figura 82, recuadradas en rojo.



TAMAÑO DEL ACOPLAMIENTO		0.12	0.2	0.24	0.37	0.73	1.15	2.15	3.86	5.5
DIMENSIONES (mm)	A	200.0	222.2	238.1	260.3	308.0	358.8	466.7	508.0	577.8
	B	104.8	111.2	123.8	136.5	174.6	193.7	233.4	260.4	285.8
	C	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	4.8	6.4	6.4
	D	50.8	54.0	60.3	66.7	85.7	95.2	114.3	127.0	139.7
	D1	50.8	54.0	60.3	66.7	85.7	95.2	114.3	127.0	139.7
	E	79.4	95.2	101.6	120.6	152.4	184.1	222.2	279.4	330.2
	F	177.8	200.0	212.7	235.0	279.4	323.8	438.15	469.9	536.6
	G	156.5	178	186.5	210	251	295	362	435	501.5
	J	12.7	14.3	15.9	17.5	19.0	19.0	19.0	22.2	25.4
	Q	5	6	6	6	6	6	6	7	8
	R	M8	M8	M8	M10	M10	M12	M12	M12	M12
	S	6	6	6	8	8	10	16	12	12
	T	M8	M8	M10	M10	M12	M12	M12	M16	M16
	U	9.2	9.2	11.2	11.2	13.2	13.2	13.2	17.25	17.25
	X MÁXIMO	50	60	65	80	95	115	140	170	210
	Y MÁXIMO	55	70	75	85	95	115	140	170	210
	X e Y MÍNIMOS	30	35	40	40	55	55	70	80	90
	ELEMENTOS DE GOMA	POR CAVIDAD	1	1	1	1	1	1	1	1
	POR ACOPLAMIENTO	10	12	12	12	12	12	12	14	16
	VELOCIDAD MÁXIMA (rpm) (1)	5250	4725	4410	4035	3410	2925	2250	2070	1820
PESO (3) (kg)	W1	2.82	4.04	5.29	7.49	12.82	23.39	35.88	62.81	102.09
	W2	4.0	5.05	6.38	8.14	13.29	18.41	33.98	43.87	59.0
	W3	4.06	5.82	7.42	10.44	18.03	27.37	47.43	75.39	113.32
INERCIA (3) (kg m ²)	J1	0.0044	0.0084	0.0131	0.0233	0.0563	0.1399	0.3227	0.8489	1.9633
	J2	0.0232	0.0375	0.0546	0.0887	0.20	0.3674	1.1035	1.9161	3.4391
	J3	0.0153	0.027	0.0396	0.0644	0.1475	0.2862	0.7998	1.512	2.9796
DESALINEACIÓN PERMISIBLE (2)										
RADIAL (mm)		0.75	0.75	0.75	0.75	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5
AXIAL (mm)		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	3.0	3.0
CÓNICO (grado)		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

Figura 82. Dimensiones principales del acoplamiento seleccionado.

En la Figura 82 se aprecia también que los acoplamientos con compatibles con la velocidad máxima de los ejes del motor (1500 rpm).

Capítulo 5

Modelado y análisis

5.1 Introducción al método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF) es una de las herramientas más potentes usadas en la actualidad para la resolución numérica de un gran número de problemas de ingeniería. Este método es aplicable en una gran variedad de problemas, como pueden ser análisis estructuras, comportamiento mecánica, problemas de transferencia de calor, etc.

El método de elementos finitos puede dividirse en tres etapas:

- Preproceso: preparación del modelo para el cálculo. En esta etapa se realizan las operaciones de:
 - Dibujo de la geometría del modelo.
 - Selección de las propiedades de los materiales.
 - Aplicación de cargas exteriores y condiciones de contorno.
 - Discretización del modelo en elementos finitos.
- Resolución: etapa en la que se realizan todos los cálculos y se generan las soluciones. En ella se realizan las operaciones de:
 - Selección del tipo de cálculo a realizar.
 - Configuración de los parámetros de cálculo, intervalos de tiempo y número de iteraciones.
 - Transferencia de las cargas al modelo, generación de funciones de forma, ensamblaje de la matriz de rigidez, resolución de sistemas de ecuaciones y obtención de la solución.
- Postproceso: en esta etapa se realizará la representación gráfica de los resultados, así como la obtención de resultados indirectos operando las soluciones del modelo.

5.2 Introducción a Abaqus

Abaqus es un código de análisis por el método de los elementos finitos de propósito general, orientado a la resolución de problemas no lineales. Puede ser utilizado para resolver problemas de resistencia de materiales, mecánica de fractura, ingeniería forense, procesos de conformado de metales, transferencia de calor, etc.

5.2.1 Tipo de elemento

Los principales tipos de elemento que se pueden utilizar para la creación de modelos se describen a continuación:

- *Beam*: los elementos viga son utilizados para proporcionar rigidez a tracción o compresión, flexión o torsión entre dos nodos. Estos elementos pueden tener una gran variedad de secciones. Los elementos viga son capaces de simular tanto comportamiento elástico lineal como plástico.
- *Shell*: los elementos *shell* son utilizados para simular el comportamiento de sólidos de sección transversal fina, tales como placas delgadas o chapa. Estos elementos se utilizan para formular ecuaciones de alto orden, las cuales son apropiadas cuando el sólido experimenta flexión.
- *Solid*: estos elementos son utilizados para simular el comportamiento de sólidos sometidos a diferentes tipos de cargas. Su principal aplicación es el análisis de estructuras de paredes gruesas. Las formas de estos elementos varían desde tetraedros, cuñas, hexaedros, etc.

En el caso del modelo desarrollado, los elementos utilizados han sido *shell* (para las diferentes chapas) y *solid* (para los elementos comerciales principalmente).

5.3 Esquema de diseño y modelado en Abaqus

El objetivo de este apartado es diseñar, analizar y optimizar el modelo a desarrollar en Abaqus para conocer el comportamiento del mismo, principalmente de la estructura y del medio de sujeción de los elementos mecánicos a la caja de pasajeros.

En la Figura 83 se representan los principales elementos que incorpora cada par de ruedas. Como se observa, los rodamientos se sitúan en la parte interior, como se explicó en el apartado 4.8. Además, se dispone de dos reductoras, un motor y dos acoplamientos. La estructura que soportará el peso de la caja de pasajeros irá apoyada sobre los rodamientos más próximos a las ruedas, y servirá además para colocar los apoyos de los rodamientos compactos, la reductora y el motor.

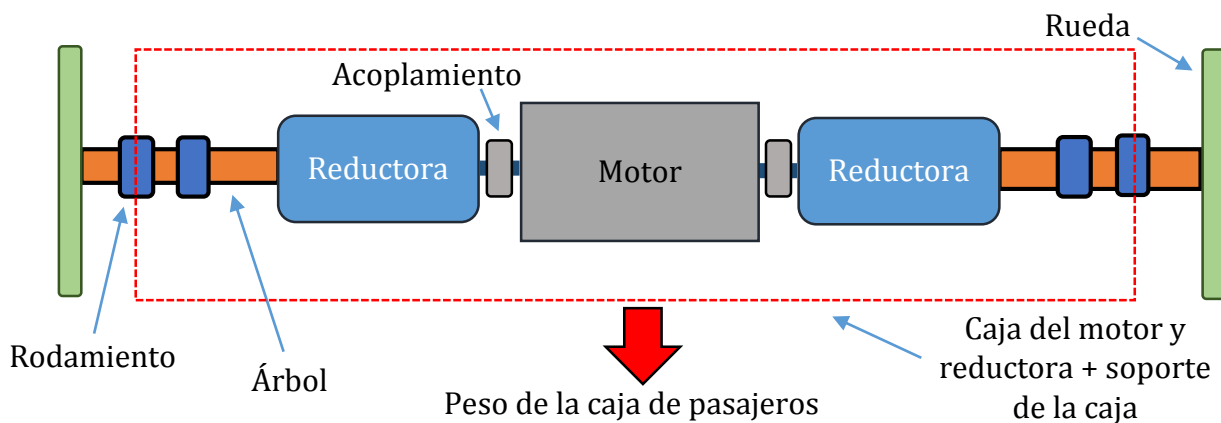


Figura 83. Esquema final de diseño.

A diferencia del esquema de la Figura 71, el árbol alcanza hasta la parte interior de la rueda, los rodamientos están situados en la cara interior de la rueda, y existe un único acoplamiento por cada lado para la unión de los ejes del motor con las reductoras.

5.3.1 Modelado de los elementos principales

El modelado de los elementos principales, los cuales, excepto el árbol, son elementos comerciales, se han modelado siguiendo las dimensiones reales. A continuación se resume el proceso de modelización de los elementos que forman parte del modelo simplificado que se analizará en Abaqus:

- **Motor**

El modelado del motor se ha realizado mediante una revolución alrededor del eje principal con elementos tipo sólido, tomando las dimensiones principales del mismo, obtenidas de la Figura 58.

El soporte del motor es de elemento tipo *shell*, al cual se le dotará de un espesor a la hora de asignarle el material que le corresponda.

En la Figura 84 se representa la sección principal del motor y el soporte así como el resultado final.

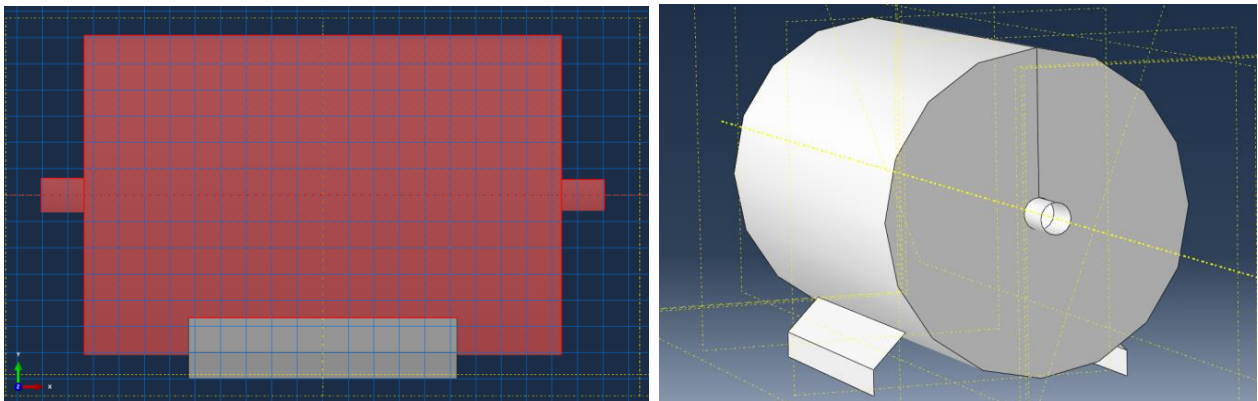


Figura 84. Modelado del motor.

- **Acoplamientos**

Los acoplamientos conectan los ejes del motor con los de las reductoras, por lo que los agujeros de cada una de las partes corresponden con los diámetros de los mismos. Las dimensiones principales corresponden con las medidas que se muestran en la Figura 85. El modelado se ha realizado mediante la revolución de la geometría con elementos tipo *solid*. En la Figura 85 se muestra el resultado de la modelización.

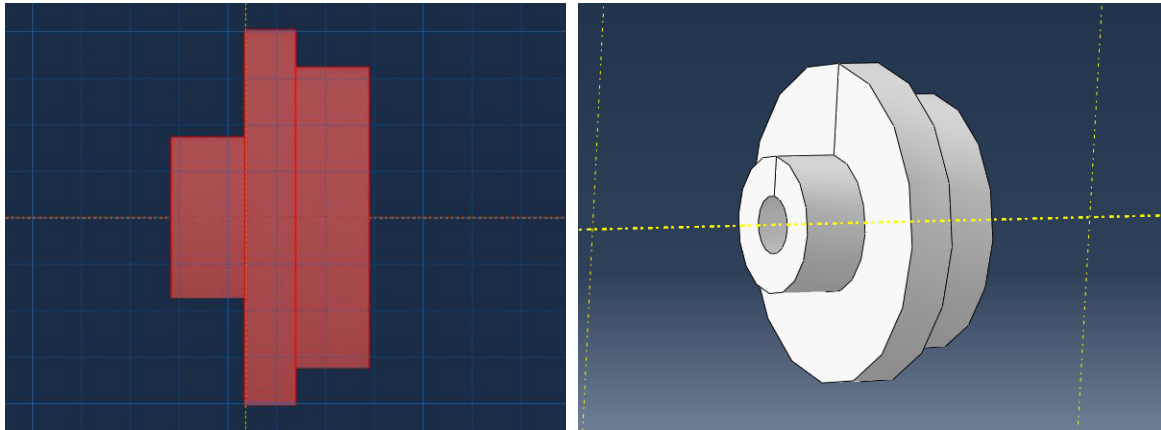


Figura 85. Modelado de los acoplamientos.

- **Reductor**

Las reductoras se han modelado con elementos tipo *solid* mediante la revolución de la geometría, cuyas medidas se indican en las figuras 61 y 63. El hueco para acoplar el árbol tiene el diámetro calculado para el mismo. El resultado de la modelización se muestra en la Figura 86.

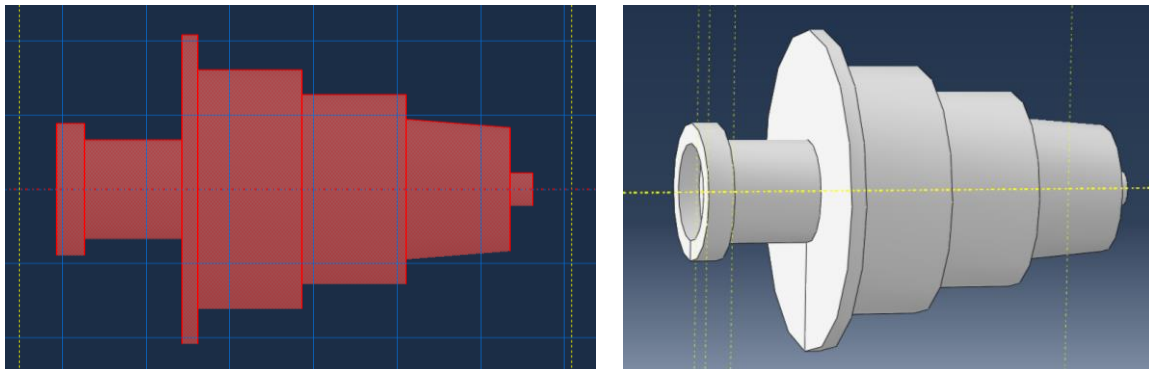


Figura 86. Modelado de las reductoras.

- **Rodamientos**

Los rodamientos compactos, instalados en la parte interior de las ruedas, se han modelado mediante la extrusión de la sección principal con elementos tipo *solid*, la cual se muestra en la Figura 87. El diámetro interior corresponde con el diámetro exterior del árbol, calculado en apartados anteriores.

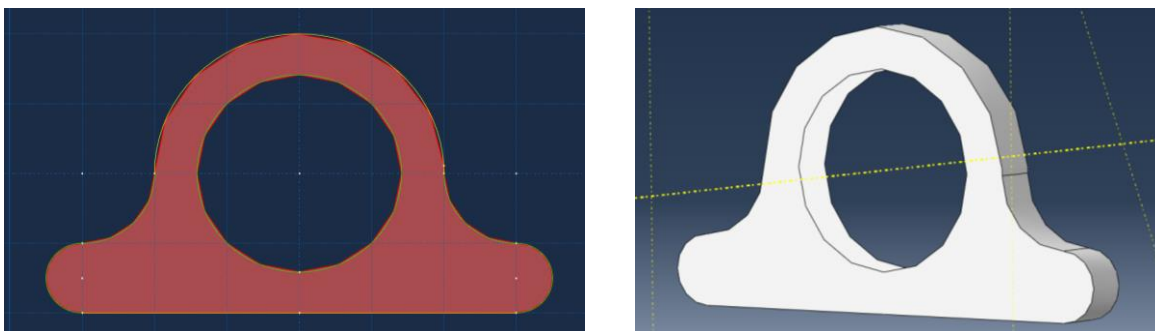


Figura 87. Modelado de los rodamientos.

- **Árbol**

El modelado del árbol comprende tanto la revolución del diámetro calculado como el radio de acuerdo, determinado previamente. Se ha modelado hasta la sección media del apoyo de la rueda, puesto que como se explicará posteriormente, será la sección correspondiente a las condiciones de contorno del modelo. El tipo de elemento utilizado ha sido el tipo *solid*.

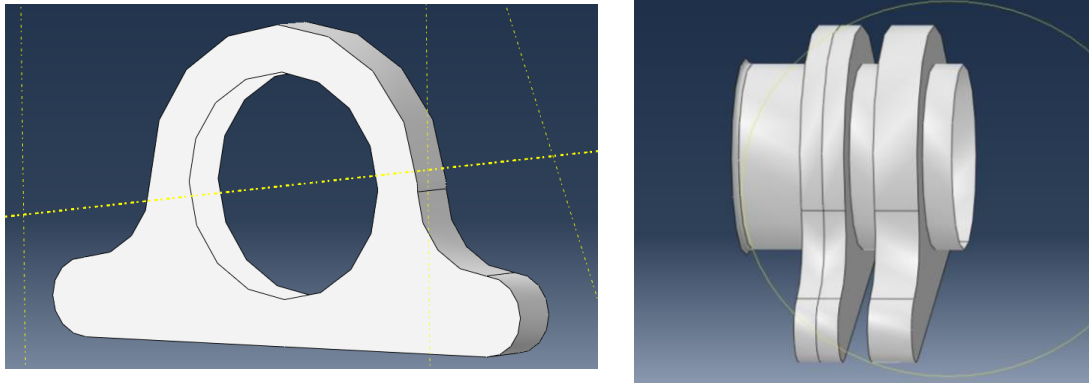


Figura 88. Modelado del árbol.

El modelo conjunto de los elementos principales se muestra en la Figura 89:

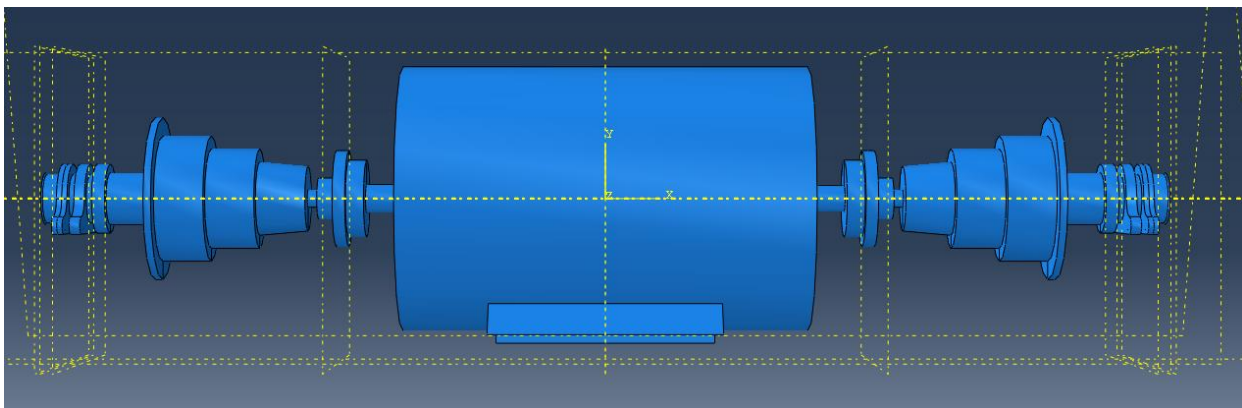


Figura 89. Resultado del modelado de los elementos principales.

5.3.2 Modelado de la estructura

Una vez modelados los elementos principales del modelo, se realizó un primer modelo de la estructura que funcionará de soporte de la caja de pasajeros y de protección de los elementos principales. La optimización de esta estructura es uno de los objetivos principales del Trabajo Fin de Máster.

El primer modelo realizado para su posterior optimización se muestra en la Figura 90.

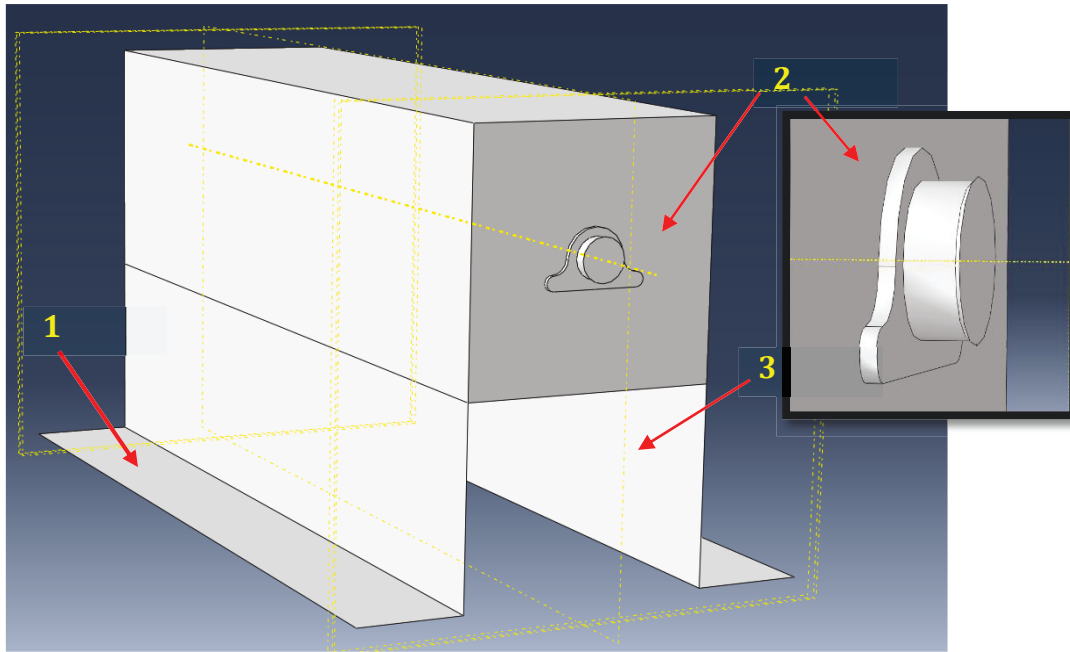


Figura 90. Primer modelado de la estructura exterior.

Es importante comentar varios aspectos. En el punto 1 se indica la parte de chapa de la estructura a la que irá fijada la caja de pasajeros. En el punto 2 se indica el apoyo de la estructura exterior en la sección media de los rodamientos más cercanos a las ruedas. En el punto 3 se indica la existencia de un espacio entre la base de la parte cuadrada de la estructura y la parte inferior de la estructura. Este espacio es inevitable puesto que hay que tener en cuenta el radio de la rueda, fijado en apartados anteriores, para que la estructura no interfiera con la estructura de la vía.

5.3.3 Materiales utilizados

El material empleado ha sido acero de distintos tipos. Es importante apuntar que aunque varios elementos, por ejemplo, tipo *shell*, tengan el mismo material, el espesor de los mismos puede ser diferente, siendo una variable de diseño añadida y objeto de optimización a lo largo del capítulo.

Los elementos comerciales como el motor, las reductoras, los acoplamientos y rodamientos se han modelado de manera simplificada como un sólido macizo, para tener en cuenta el peso y que éste suponga en el posterior análisis un valor lo más fiel al real, se ha determinado adaptar las densidades de los materiales asignados a cada elemento teniendo en cuenta el volumen correspondiente a cada uno.

De este modo, conocida la masa, y aunque los parámetros correspondientes a cada material sean los propios de cada uno, la densidad se adaptará a la geometría para que la fuerza correspondiente al peso sea correcta.

La selección de materiales se ha realizado teniendo en cuenta las propiedades de los mismos y su precio de mercado.

Las propiedades de los materiales de los elementos cuyas geometrías se han aproximado y de los cuales se conoce el valor de la masa real se resumen en la Tabla 24:

Tabla 24. Propiedades de materiales con densidad adaptada.

Elemento	Masa (kg)	Material	Módulo de Young (GPa)	Módulo de Poisson	Densidad (kg/m ³)
Motor	730	Acero AISI 1006 Carbon Steel (UNS G10060)	190	0,3	665
Reductora	130	Acero AISI 1006 Carbon Steel (UNS G10060)	190	0,3	7.557
Acoplamiento	15	Acero AISI 1006 Carbon Steel (UNS G10060)	190	0,3	13.797
Rodamiento	5	Acero AISI 1006 Carbon Steel (UNS G10060)	190	0,3	6.815

El material seleccionado es el Acero AISI 1006 (61) por varios motivos. El principal es que los elementos están compuestos en un alto porcentaje por acero. Además, estos elementos no estarán sometidos a grandes cargas, por lo que el Módulo de Young de 190 GPa se considera más que suficiente. Por último, el comportamiento de los elementos que se asignan a este material no es el objetivo principal del análisis por el MEF, por lo que el hecho de que todos estos elementos tengan el mismo material no afectará de manera considerable a los resultados finales.

Para el árbol se ha seleccionado, como se indicó en el apartado 4.7.2, el acero AISI 1050, cuyas propiedades (49) se muestran en la Tabla 25.

Tabla 25. Propiedades del Acero AISI 1050.

Elemento	Material	Módulo de Young (GPa)	Módulo de Poisson	Densidad (kg/m ³)	Resistencia a la tracción (MPa)
Árbol	Acero AISI 1050	210	0,3	7.850	700-820

Para la estructura exterior y los posteriores refuerzos que pudieran ser necesarios se ha seleccionado el Acero estructural A36, cuyas propiedades (62) se muestran en la Tabla 26.

Tabla 26. Propiedades del Acero estructural A36.

Elemento	Material	Módulo de Young (GPa)	Módulo de Poisson	Densidad (kg/m ³)	Resistencia a la tracción (MPa)
Estructura y refuerzos	Acero estructural A36	250	0,3	7.800	400-550

- Coeficiente de seguridad mínimo deseado

Antes de analizar el sistema en Abaqus es necesario determinar el coeficiente de seguridad que se desea aplicar. Como el objetivo fundamental del análisis en Abaqus es conocer el comportamiento de la estructura.

Como la estructura exterior tendrá asignado como material el Acero estructural A36, la tensión máxima que deberá soportar, para un coeficiente de seguridad 1,5, será:

$$Tensión\ máxima = \frac{Resistencia\ a\ la\ tracción\ del\ material}{Coeficiente\ de\ seguridad} = \frac{550\ MPa}{1,5} = 366\ MPa$$

5.3.4 Pernos de anclaje

El anclaje de la caja de pasajeros a la estructura se realizará mediante pernos que permiten su montaje y desmontaje. Se han seleccionado pernos de cabeza hexagonal de 1 pulgada de diámetro del fabricante Reinike (63), cuyas dimensiones se resumen a continuación:

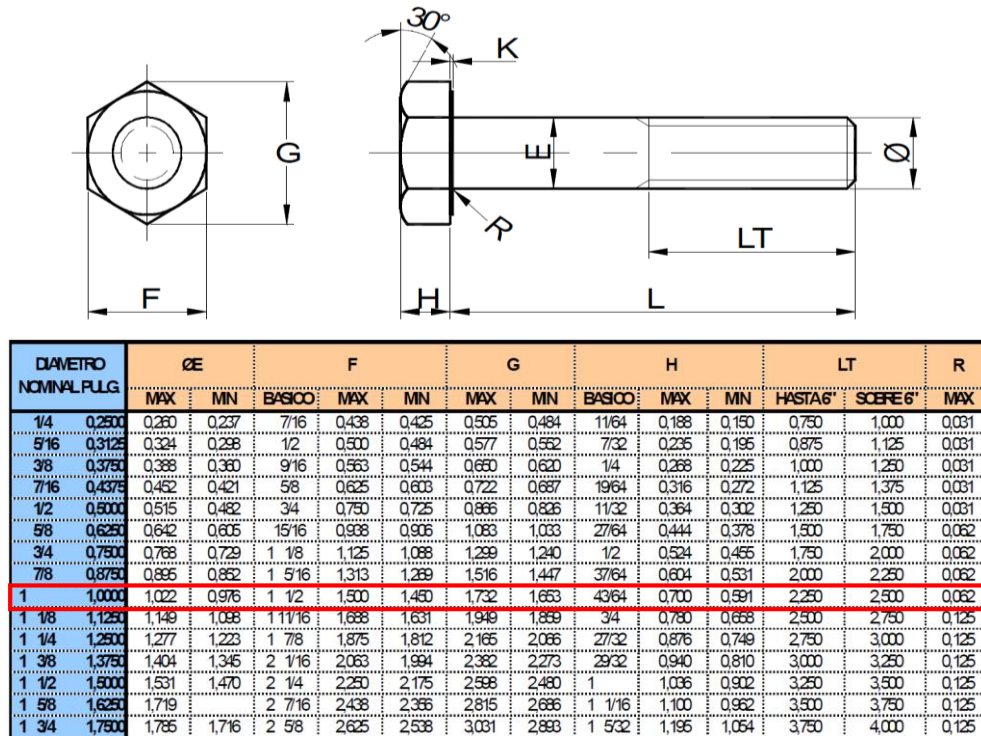


Figura 91. Dimensiones pernos de anclaje.

En cuanto a las tuercas, se han seleccionado unas tuercas de grado A2-70 de acero inoxidable, cuyas características (63) se muestran en la Figura 92:

NORMA : STANDARD		ISO		PROPIEDADES MECÁNICAS MECHANICAL REQUIREMENTS				
MARCAS	GRADO	MATERIAL	TTO TÉRMICO HEAT TREATMENT	DUREZAS	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN TENSILE STRENGTH	LÍMITE DE FLUENCIA YIELD STRENGTH	ELONGACIÓN % ELONG %	RESILIENCIA IMPACT
MARKS	GRADE			HARDNESS				
5.6	5.6	BAJO O MEDIO CARBONO	NO	70 - 100 HB	720.00 PSI	44.000 PSI	35	
8.8	8.8	MEDIO CARBONO	TEMPLE Y REVENIDO	23 - 32 HRC	120.000 PSI	96.000 PSI	12	30 (JOULE)
10.9	10.9	ALEADO	TEMPLE Y REVENIDO	32 - 38 HRC	150.000 PSI	136.000 PSI	9	20 (JOULE)
12.9	12.9	ALEADO	TEMPLE Y REVENIDO	38 - 44 HRC	177.000 PSI	160.000 PSI	8	15 (JOULE)
A2-70	A2-70	INOX 304	NO	223 H B	700 N/mm2	450 N/mm2	0,4 Ø	
A4-70	A4-70	INOX 316	NO	223 H B	700 N/mm2	450 N/mm2	0,4 Ø	

Figura 92. Propiedades mecánicas de las tuercas de los pernos.

Se dispondrán 32 pernos por cada eje con un diámetro de 25,4 mm cada uno. Aunque éstos no se modelarán, una vez se realicen los análisis en Abaqus con el modelo definitivo se comprobará que los pernos son aptos para el estado de cargas más desfavorable.

5.3.5 Estados de carga

Para todos los estados de carga a analizar en Abaqus se tendrán en cuenta las mismas condiciones de contorno y el peso propio del sistema. A continuación se detalla cómo se han tenido en cuenta ambas condiciones:

- Condiciones de contorno

En el caso del modelo a optimizar se considerará una única condición de contorno, que es la correspondiente al empotramiento de los árboles a las ruedas, puesto que todo el sistema está apoyado sobre éstas. Abaqus permite aplicar las condiciones de contorno de manera sencilla, en el caso de un empotramiento, restringiendo todos los grados de libertad de la superficie seleccionada, como se muestra en la Figura 93.

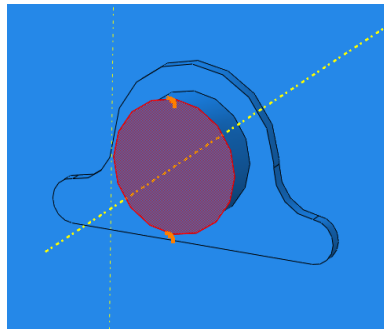


Figura 93. Aplicación de las condiciones de contorno en los extremos del modelo.

Hay que tener especial cuidado con la posición en la que se sitúan este tipo de condiciones de contorno, puesto que el MEF puede resultar poco preciso en las zonas colindantes. Esta colocación se considera correcta puesto que el objetivo principal del análisis es conocer el comportamiento de la estructura y no el de los árboles.

- Fuerza de la gravedad

Abaqus permite tener en cuenta la fuerza de la gravedad de manera sencilla, insertando el valor de g que se quiera considerar en la componente que corresponda. El peso propio del sistema se considerará en todos los estados de carga, junto al resto de cargas. El sistema se someterá a los siguientes estados de carga:

- Situación en la que los pasajeros se distribuyen uniformemente sobre el suelo del coche.
- Situación en la que los pasajeros están agolpados a una banda del coche.
- Modificación del primer estado de carga, puesto que se tendrá en cuenta que los pasajeros están distribuidos uniformemente y además actúa una racha de viento sobre el lateral del coche.
- Análisis térmico teniendo en cuenta una situación en la que la temperatura ambiente alcanza valores extremos.

A continuación se describen con detalle los distintos análisis a los que se someterá al modelo:

1. Pasajeros distribuidos uniformemente

El estado de carga que se pretende aplicar en este punto corresponde a una situación corriente de operación en la que el coche circula con el aforo completo, es decir, con 106 pasajeros en su interior.

La aplicación de las cargas se hará de la manera siguiente. En las chapas de sujeción de la caja de pasajeros se dispondrán un total de 32 pernos, 16 por cada una. Los pernos se representarán en Abaqus como taladros pasantes, de forma que las cargas se puedan aplicar sobre la circunferencia exterior, aplicando la carga que soportará cada perno como cuatro cargas aplicadas en cada cuadrante del círculo originado por el talado, como se muestra en la Figura 94.

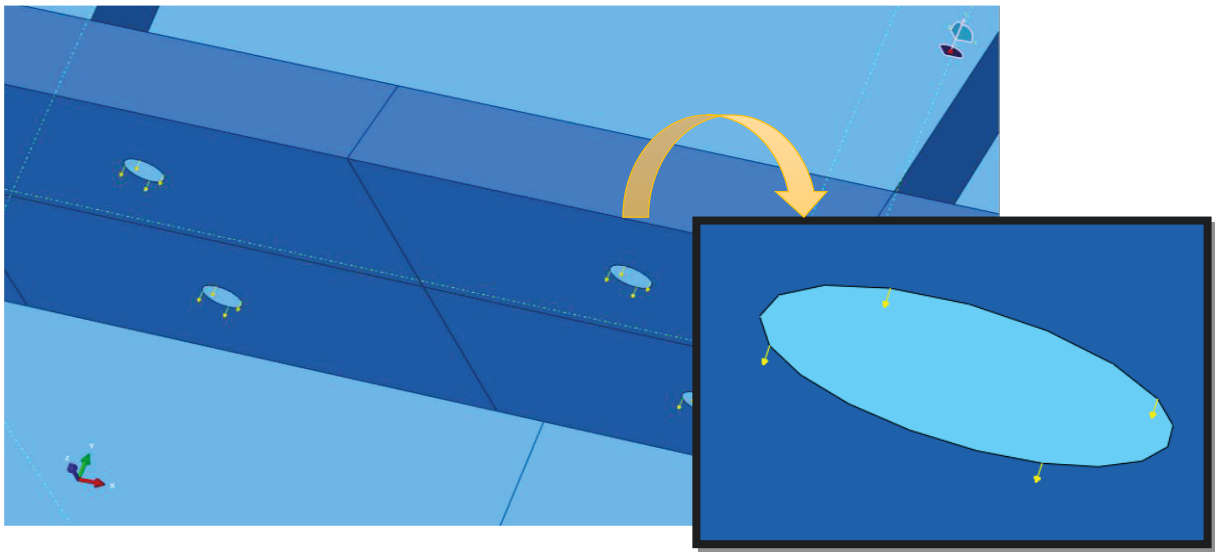


Figura 94. Aplicación de las cargas en los pernos de anclaje.

Una vez diseñado el sistema de montaje y conocido cómo se van a colocar las cargas sobre los pernos de anclaje, falta determinar el valor de cada una de ellas. Para ello, se calculará el valor de la fuerza vertical que soportará cada uno de los cuadrantes de cada perno, los cuales soportarán una parte de la masa de la estructura y una parte de la masa de los pasajeros, todos por igual.

La masa de la estructura y de los pasajeros, determinada en el apartado 4.7.1, es la siguiente:

$$\text{Masa total} = 14.000 \text{ kg}$$

$$\text{Masa estructura} = 6580 \text{ kg}$$

$$\text{Masa pasajeros} = 7420 \text{ kg}$$

Como la masa la soportarán un total de 8 chapas (2 por cada eje), la masa resultante que tendrá que soportar cada chapa es:

$$\text{Masa estructura por chapa} = \frac{6580 \text{ kg}}{8} = 822,5 \text{ kg} \quad (5.1)$$

$$\text{Masa pasajeros por chapa} = \frac{7420 \text{ kg}}{8} = 927,5 \text{ kg} \quad (5.2)$$

Como cada chapa dispondrá de 16 pernos y la carga se repartirá entre cada cuadrante del perno, la carga resultante para los pernos que no soportan carga de pasajeros es, para cuadrante del perno, teniendo en cuenta (5.1):

$$Carga\ estructura = \frac{Masa\ estructura\ por\ chapa \cdot g}{16\ pernos \cdot 4\ cuadrantes} = \frac{822,5\ kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2}}{64} = 126\ N$$

Que resulta un total de 503,8 N por cada perno.

Como además los pernos soportan parte de la masa de los pasajeros, la carga debida a los pasajeros, para cuadrante de cada perno, será, teniendo en cuenta (5.2):

$$Carga\ pasajeros\ por\ cuadrante = \frac{Masa\ pasajeros\ por\ chapa \cdot g}{16\ pernos \cdot 4\ cuadrantes}$$
$$Carga\ pasajeros\ por\ cuadrante = \frac{927,5\ kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2}}{64} = 142\ N$$

Lo que resulta un total de 568 N por cada perno.

En total, sumando ambas cargas, se tiene para cada cuadrante:

$$Carga\ total\ por\ cuadrante = 126 + 142 = 268\ N$$

Que resulta un total de **1072 N** por cada perno.

Para seleccionar en Abaqus el tipo de análisis que se quiere realizar (en este caso, estático), basta con indicar en el módulo *Step* el ensayo *Static, General*.

2. Pasajeros situados a una banda

Este estado de carga se puede considerar como el más desfavorable o exigente para la estructura. En él, se supone que el 100% de pasajeros que pueden ocupar el coche se situarán a una banda del mismo, de modo que la mitad del modelo estará cargado con la mitad del peso de la estructura mientras que la otra mitad soportará la otra mitad y una cuarta parte del peso total de los pasajeros al haber cuatro ejes a lo largo del coche.

Teniendo en cuenta que la aplicación de las cargas se realizará del mismo modo que en el punto anterior, falta determinar el valor de cada una de ellas. Para ello, se distinguen dos tipos de perno, aquellos que soportan una parte del peso de los pasajeros y aquellos que sólo soportan una parte del peso de la caja de pasajeros.

La masa de la estructura y de los pasajeros, determinada en el apartado 4.7.1, es la siguiente:

$$Masa\ total = 14.000\ kg$$

$$Masa\ estructura = 6580\ kg$$

$$Masa\ pasajeros = 7420\ kg$$

Como la masa la soportarán un total de 8 chapas (2 por cada eje), la masa resultante que tendrá que soportar cada chapa es:

Como cada chapa dispondrá de 16 pernos y la carga se repartirá entre cada cuadrante del perno, la carga resultante para los pernos que no soportan carga de pasajeros es, para cuadrante del perno, teniendo en cuenta (5.1):

$$\begin{aligned} \text{Carga pernos sin pasajeros} &= \frac{\text{Masa estructura por chapa} \cdot g}{16 \text{ pernos} \cdot 4 \text{ cuadrantes}} \\ \text{Carga pernos sin pasajeros} &= \frac{822,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{64} = \mathbf{126 \text{ N}} \end{aligned}$$

Lo que resulta un total de 503,8 N por cada perno.

En el caso de los pernos que soporten carga de pasajeros y de estructura, la carga resultante por cada cuadrante del perno será, teniendo en cuenta que sólo una mitad de la chapa soportará una parte del peso de los pasajeros, teniendo en cuenta (5.2):

$$\begin{aligned} &\text{Carga total pernos con pasajeros} \\ &= \text{Carga pernos sin pasajeros} + \frac{\text{Masa pasajeros/chapa} \cdot g}{8 \text{ pernos} \cdot 4 \text{ cuadrantes}} \\ \text{Carga total pernos con pasajeros} &= 126 \text{ N} + \frac{927,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{32} = \mathbf{410 \text{ N}} \end{aligned}$$

Lo que resulta un total de **1640 N** por cada perno.

Como se trata, a priori, de la situación de carga más desfavorable, la optimización del modelo se realizará con esta condición de carga, además de la ya mencionada fuerza de la gravedad.

- Comprobación de la validez de los pernos

Una vez se conoce la carga aplicada a cada perno, se puede comprobar si éstos cumplen con los requisitos o no.

Según el fabricante, el área, resistencia a tracción y límite de fluencia de cada perno es:

$$\begin{aligned} A_p &= 0,0398 \text{ m}^2 \\ S_{u_perno} &= 700 \text{ MPa} \\ S_{y_perno} &= 450 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Si calculamos la carga aplicada a cada perno por unidad de área, se tiene:

$$S_{\text{máx_perno}} = \frac{\text{Carga total pernos con pasajeros}}{A_p} = \frac{1640 \text{ N}}{0,0398 \text{ m}^2} > S_{u_perno}$$

Por lo tanto, se puede considerar que los pernos soportarán la carga máxima a tracción sin problemas y que la selección de los mismos es correcta.

3. Análisis térmico

En este estado de carga, además de la carga de los pasajeros distribuidos de manera uniforme, se pretende analizar qué ocurre cuando la temperatura ambiente se sitúa en valores extremos. Los valores de temperatura propuestos para el análisis son $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para aplicar las condiciones de temperatura en Abaqus, bastará con indicar que los elementos de la estructura están a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ o $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, realizando posteriormente un análisis conjunto de temperatura y desplazamiento, seleccionando en el módulo *Step* el análisis “*Coupled temp-displacement*”.

4. Fuerza del viento

En este caso se plantea analizar el comportamiento del sistema ante una racha de viento lateral de 25 m/s . Se supone que el viento impacta sobre uno de los laterales de la caja del coche, de $12,5\text{ m}$ de largo por $2,5\text{ m}$ de alto, es decir, la fuerza será perpendicular al sentido de la marcha del coche.

La fuerza del viento sobre una superficie puede calcularse de la siguiente manera (64):

$$F_{viento} = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \quad (5.3)$$

Donde:

- C_D : Coeficiente de resistencia
- ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)
- V : Velocidad del viento (m/s)
- S : Superficie donde se aplica la fuerza (m^2)

Como el valor del coeficiente de resistencia aerodinámica se ha fijado en 0,74, sustituyendo en (5.3) la fuerza del viento resulta:

$$F_{viento} = \frac{1}{2} \cdot 0,74 \cdot 1 \cdot 25^2 \cdot (12,5 \cdot 2,5) = 7226\text{ N}$$

La fuerza se aplicará puntualmente sobre los pernos, de forma que la carga aplicada sobre cada perno será:

$$Carga\ por\ perno = \frac{F_{viento}}{32\ pernos \cdot 4\ ejes} = 56\text{ N}$$

Como se hizo en anteriores estados de carga, la carga del viento se aplicará puntualmente sobre cada cuadrante de cada perno, por lo que la carga aplicada sobre cada uno será:

$$Carga\ por\ cuadrante = \frac{Carga\ por\ perno}{4\ cuadrantes} = 14\text{ N}$$

Como se observa en la Figura 116, cada perno soporta dos cargas, la correspondiente al peso de los pasajeros distribuidos uniformemente sobre la caja de pasajeros, y la correspondiente a la fuerza del viento lateral.

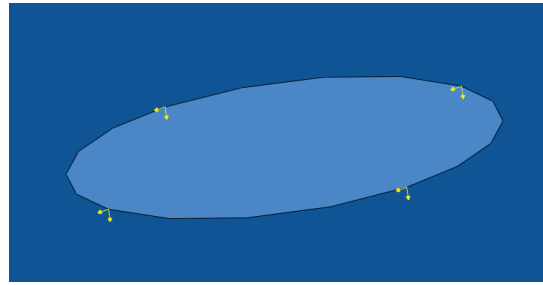


Figura 95. Disposición de las cargas en los pernos.

5. Análisis dinámico

En este caso se propone el análisis en frecuencia de la estructura para la obtención de los modos propios de vibración.

5.3.6 Optimización del modelo

La optimización del modelo se ha llevado a cabo mediante la realización de varios análisis, conociendo los puntos débiles de la estructura y buscando la solución más óptima para la misma. Es decir, se trata de un proceso iterativo hasta alcanzar dicha solución. En la Figura 96 se muestra un diagrama con los pasos a seguir para la optimización del modelo en Abaqus, analizando el modelo inicial y las sucesivas modificaciones hasta la consecución de un modelo optimizado con el que realizar los análisis propuestos.

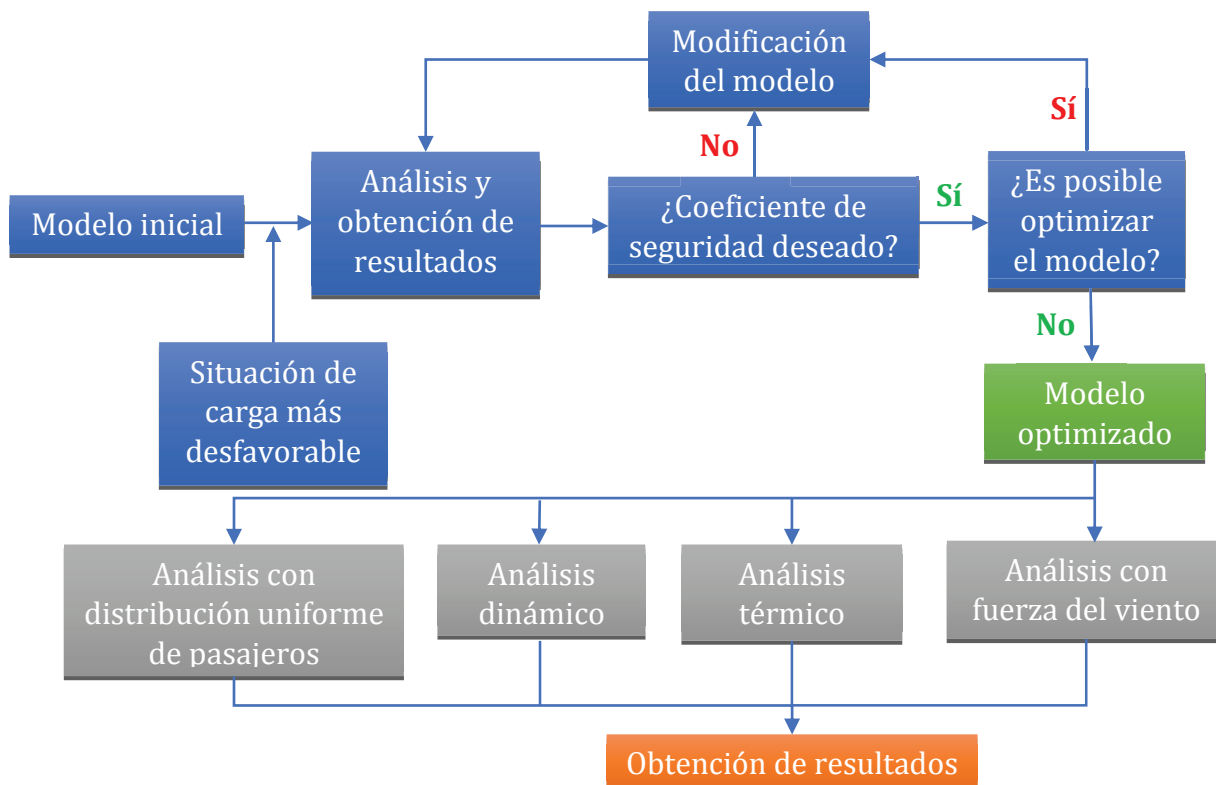


Figura 96. Diagrama de optimización del modelo.

A continuación se detallan las modificaciones intermedias realizadas con los resultados obtenidos y las decisiones tomadas hasta lograr el modelo optimizado:

- Primera modificación

Observando el modelo de la Figura 83 se puede intuir que tan sólo el peso propio de la estructura va a provocar dos fenómenos sencillos de resolver antes de realizar el primer análisis: el eje de entrada a la reductora sufrirá un desplazamiento vertical mayor al deseado y las superficies horizontales para la sujeción de la caja de pasajeros se flexionarán en exceso a menos que el espesor de las mismas se sobredimensione.

Por ello, se ha modelado tanto un apoyo para las reductoras como unos refuerzos para las superficies de sujeción, como se muestra en la Figuras 97, con elementos tipo *shell*.

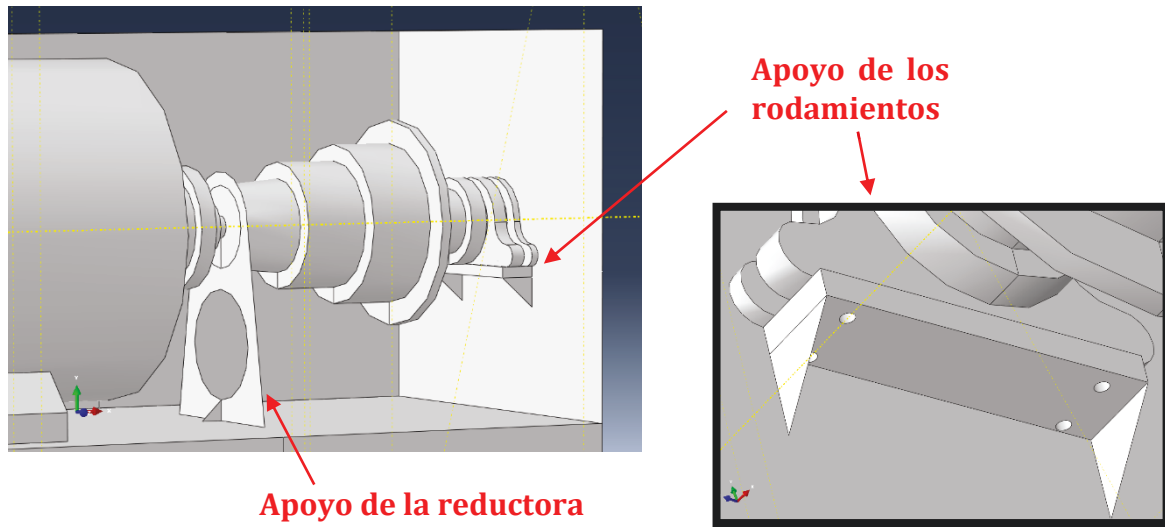


Figura 97. Apoyo de las reductoras y los rodamientos compactos.

En la Figura 97 se ha indicado también el modelado de los apoyos de los rodamientos compactos, combinando elementos tipo *solid* y *shell*. En ellos también se han realizado taladros para la sujeción de los mismos al soporte.

Para el primer análisis se han mallado el modelo con un tamaño de $0,06\text{ m}$ por elemento y un espesor de 1 mm para los elementos tipo *shell*.

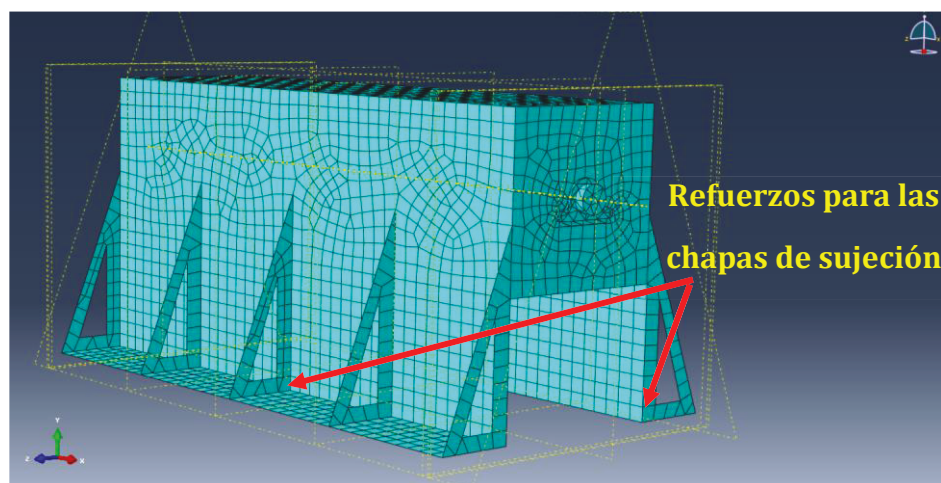


Figura 98. Superficie mallada con los refuerzos para las chapas de sujeción.

En la Figura 99 se observan las tensiones de Von Mises obtenidas y el desplazamiento vertical en las distintas zonas del modelo.

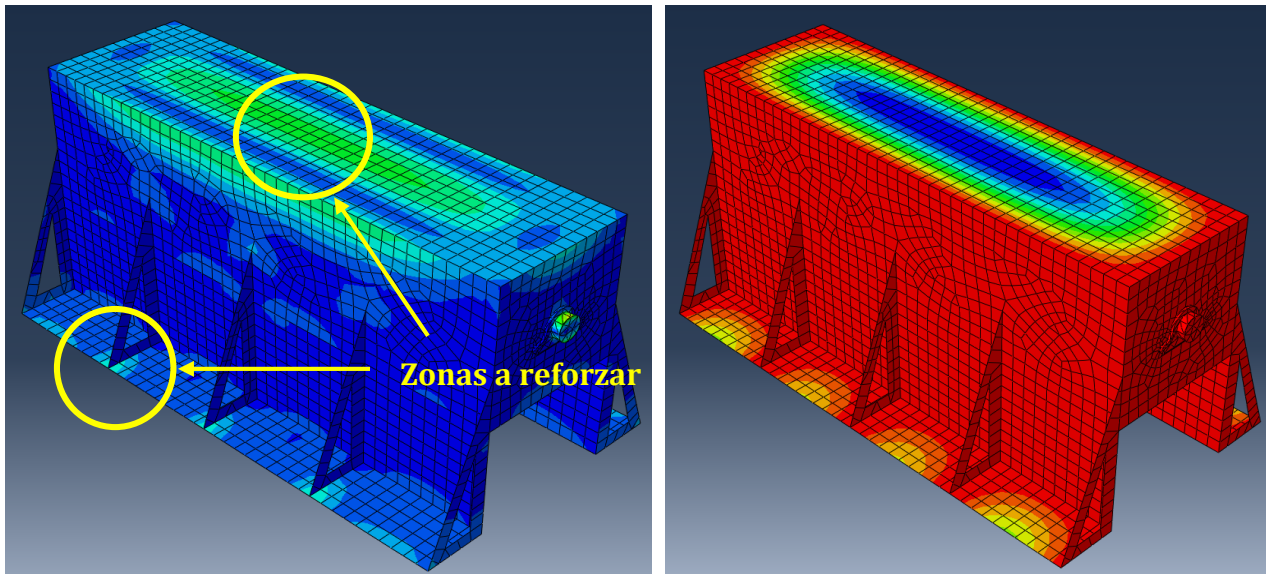


Figura 99. Tensión de Von Mises (izquierda) y desplazamiento vertical (derecha) del primer análisis.

Los desplazamientos obtenidos varían entre $5,587 \text{ mm}$ y $6,382 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$ mientras que las tensiones de Von Mises están entre $27,8 \text{ MPa}$ y $0,3 \text{ kPa}$.

Sin embargo, los resultados de este primer análisis no son tan importantes como la comprobación de que existen dos zonas prioritarias a reforzar, las cuales se han indicado en la Figura 99.

En cuanto al interior de la caja, los resultados son positivos, puesto que los elementos principales de la maquinaria no sufren tensiones y deformaciones destacables.

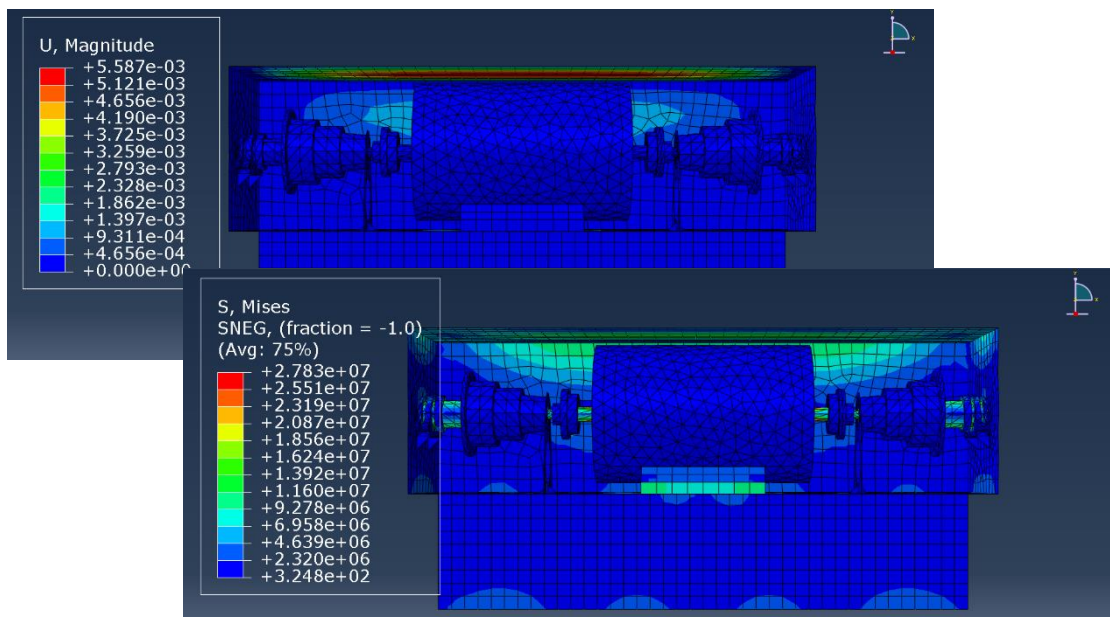


Figura 100. Tensiones y deformaciones en los elementos principales del modelo.

- Segunda modificación

En el segundo análisis se han colocado las cargas sobre los pernos de anclaje, como se mostró en la Figura 95. Además, se han modelado los refuerzos de las chapas de anclaje y unas chapas transversales en el techo de la caja del motor para corregir los puntos débiles de la estructura.

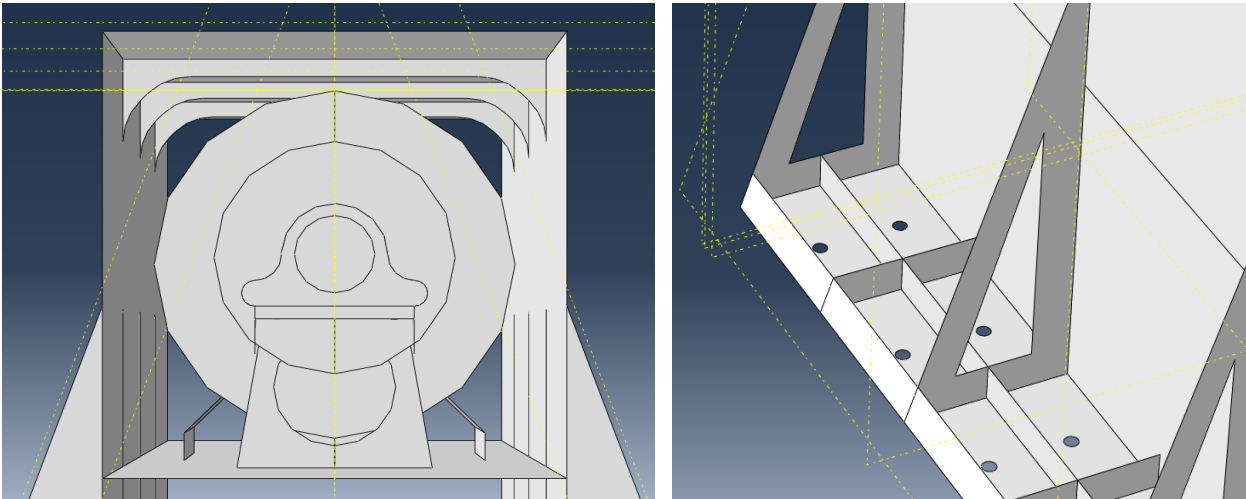


Figura 101. Cambios en el modelo en la segunda modificación.

En la Figura 102 y 103 se muestran los valores obtenidos de tensión y desplazamiento (vertical, por ser el más representativo).

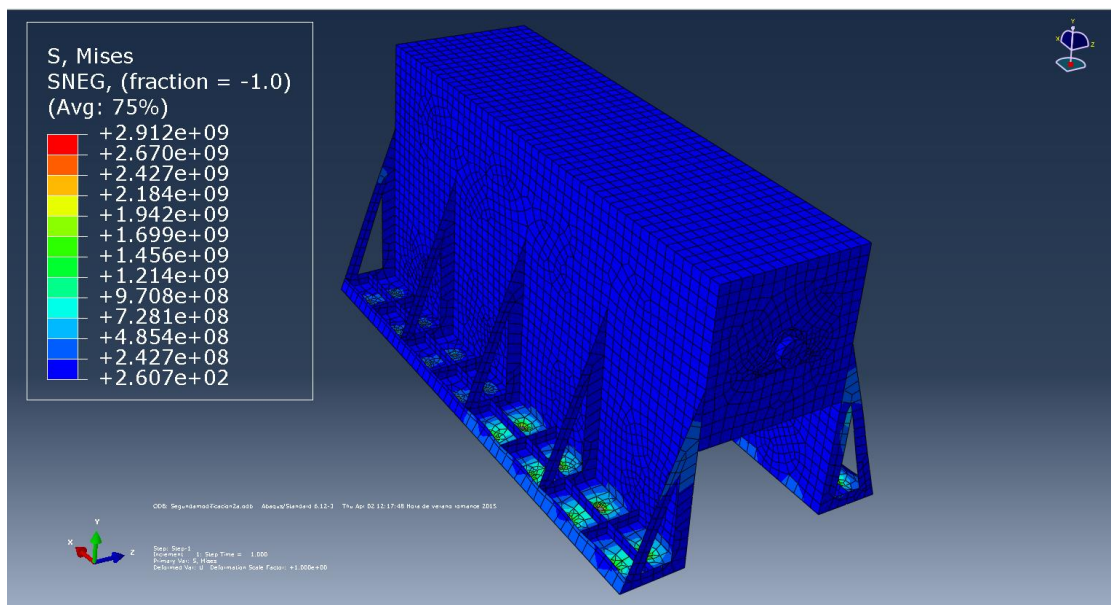


Figura 102. Tensiones de Von Mises en la segunda modificación del modelo.

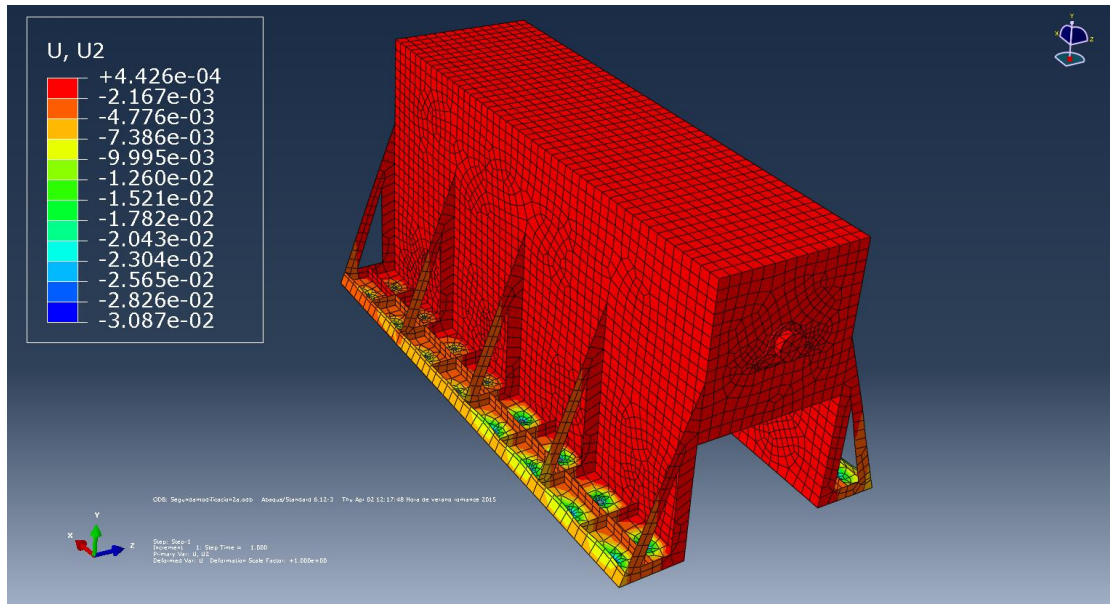


Figura 103. Desplazamientos verticales en la segunda modificación del modelo.

Los valores de tensión y desplazamiento vertical obtenidos son altos, del orden de 10^9 Pa y 10^{-2} m respectivamente, por lo que en la tercera modificación se aumentará el espesor de la chapa con pernos y se reforzarán los extremos de la caja exterior.

- Tercera modificación

Los principales cambios realizados en la tercera modificación de muestran en la Figura 104. Se ha aligerado y reforzado el techo, debido a que es una parte de la estructura que, como se muestra en la Figura 104, no está sometida a grandes esfuerzos.

También se han añadido refuerzos en los extremos de la parte baja de la caja protectora del motor y se ha aumentado el espesor de la chapa en la que van instalados los pernos hasta 2 mm , al igual que en los refuerzos con forma de escuadra, con el fin de reducir las tensiones y desplazamientos.

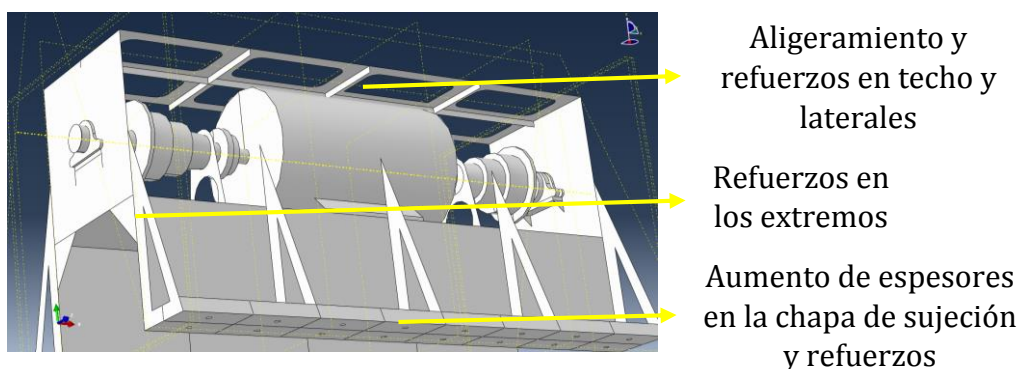


Figura 104. Cambios principales en la tercera modificación del modelo.

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 105 y 106. En ellas se puede apreciar, en base a los resultados, que las tensiones de 710 MPa y los desplazamientos de 54 mm en la zona de los pernos no son admisibles, por lo que serán partes a mejorar en la siguiente modificación.

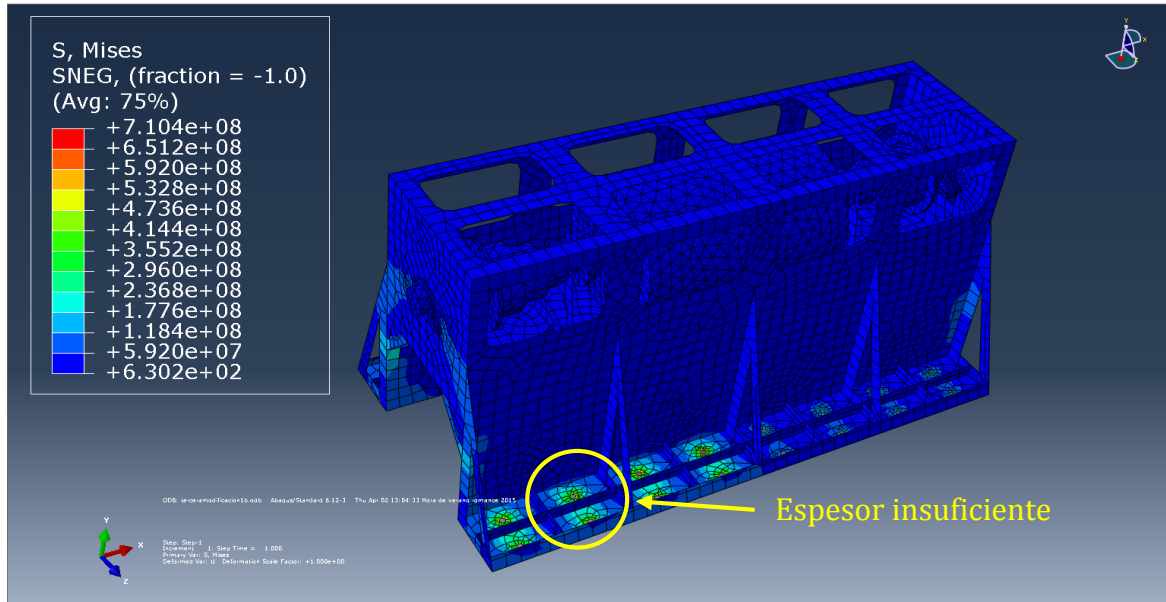


Figura 105. Tensiones de Von Mises en el modelo de la tercera modificación.

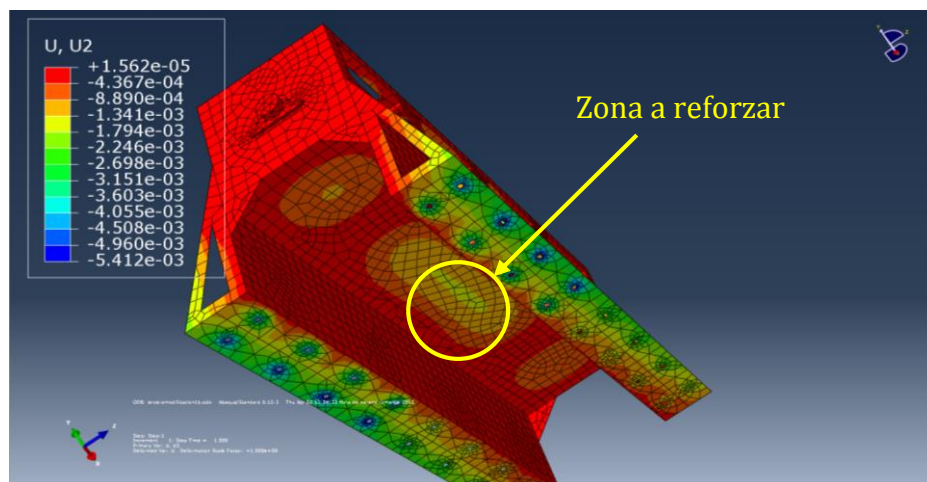


Figura 106. Desplazamiento vertical en el modelo de la tercera modificación.

Además, la zona de la base del motor sufre un desplazamiento de en torno a 1 mm , por lo que se reforzará con un elemento transversal.

Por último, en la Figura 107 se muestra (de forma ampliada) el desplazamiento que sufre el modelo en el eje Z. Se observa la flexión de las chapas laterales de la caja, de valor $3,5 \text{ mm}$, por lo que se reforzará en la siguiente modificación del modelo incorporando refuerzos verticales en los laterales de la caja exterior.

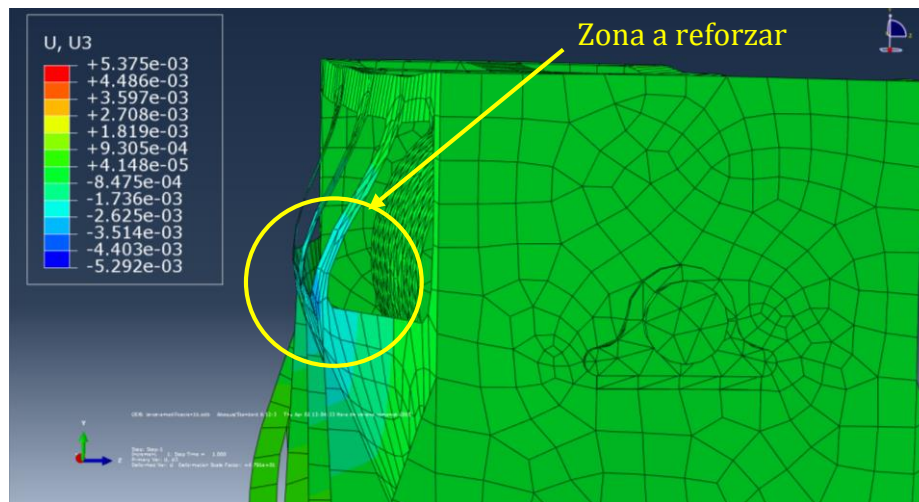


Figura 107. Flexión de las chapas laterales.

- Cuarta modificación

En la Figura 108 se muestran las modificaciones realizadas: aumento del espesor de las chapas de sujeción, modelado de los refuerzos laterales y del refuerzo de la zona inferior de la caja del motor.

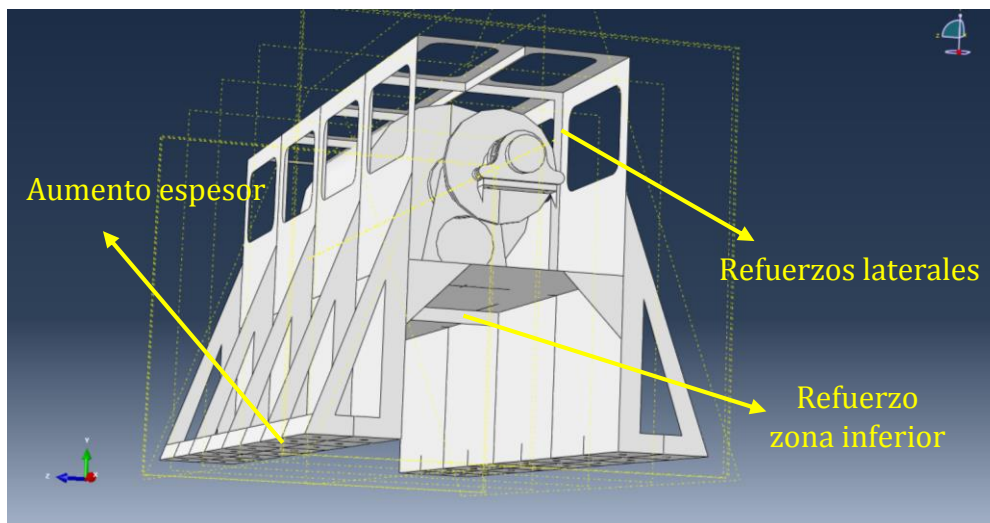


Figura 108. Modelo de la cuarta modificación.

Además, se ha aumentado el espesor de la caja exterior en 1 mm.

Las tensiones máximas, mostradas en la Figura 109, se sitúan en los alrededores de los puntos de aplicación de las cargas, alcanzando valores de hasta 313,8 MPa, los cuales son admisibles para el coeficiente de seguridad deseado.

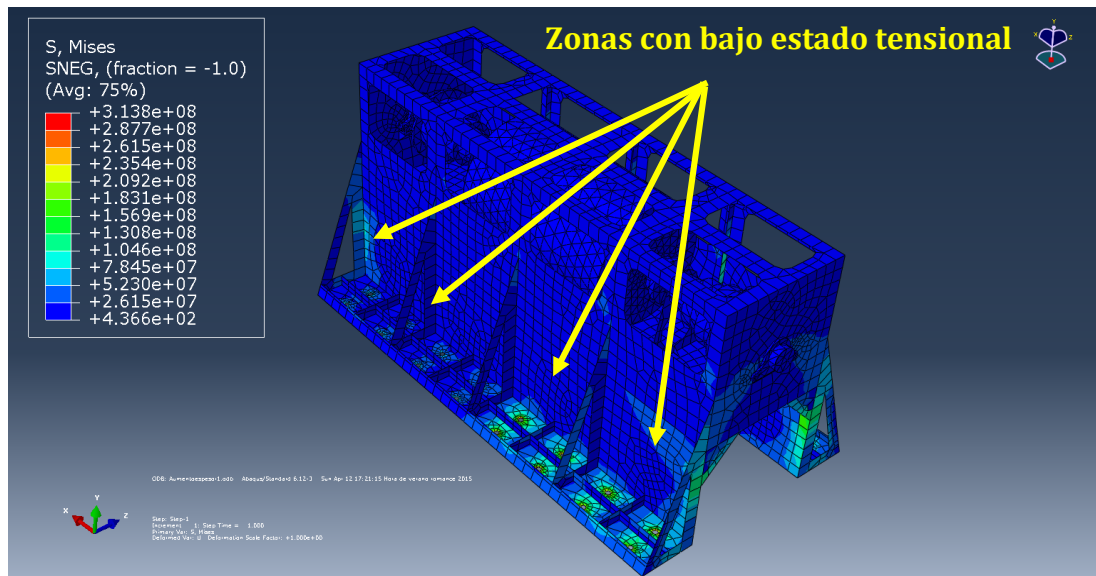


Figura 109. Tensiones de Von Mises en la cuarta modificación del modelo.

En la Figura 109 se muestran además zonas sometidas a un estado tensional bajo. Aunque el modelo se puede considerar como válido teniendo en cuenta las tensiones y desplazamientos máximos, se va a realizar una última modificación en la que se aligerarán las zonas indicadas en la Figura 109 con el propósito de ahorrar material y reducir el peso de la estructura.

En cuanto a los desplazamientos, en la Figura 110 se observa como en la zona cercana al empotramiento los valores no alcanzan el milímetro, mientras que en las chapas de sujeción donde están situados los pernos se alcanza el valor máximo de 2,81 mm.

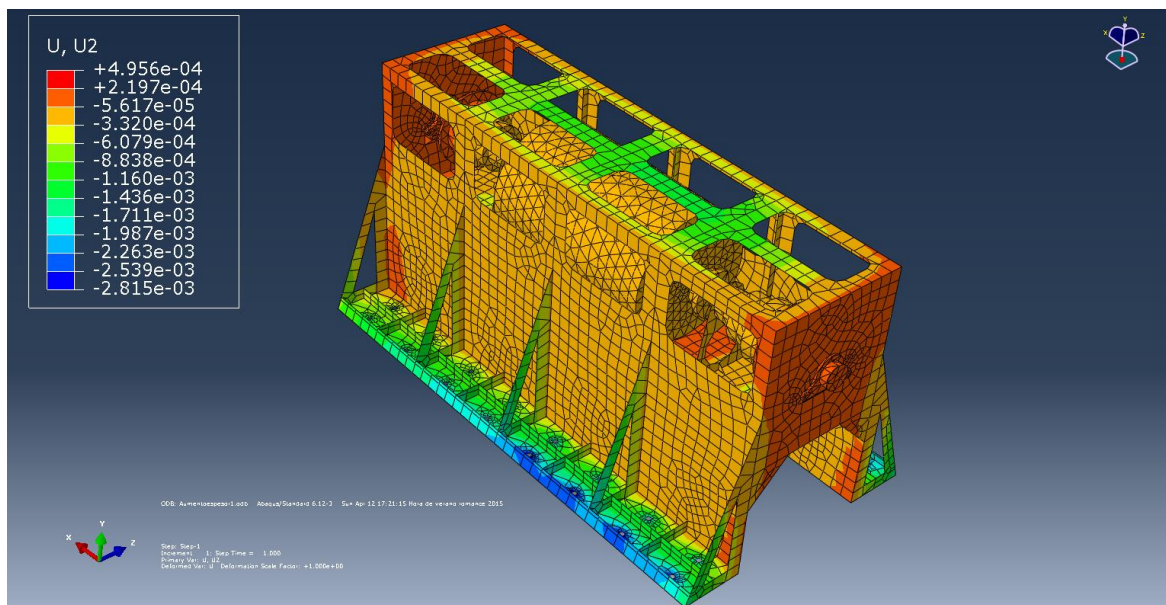


Figura 110. Desplazamientos verticales en la cuarta modificación del modelo.

- Quinta modificación

En la Figura 111 se muestran los aligeramientos realizados en la estructura así como las tensiones máximas obtenidas.

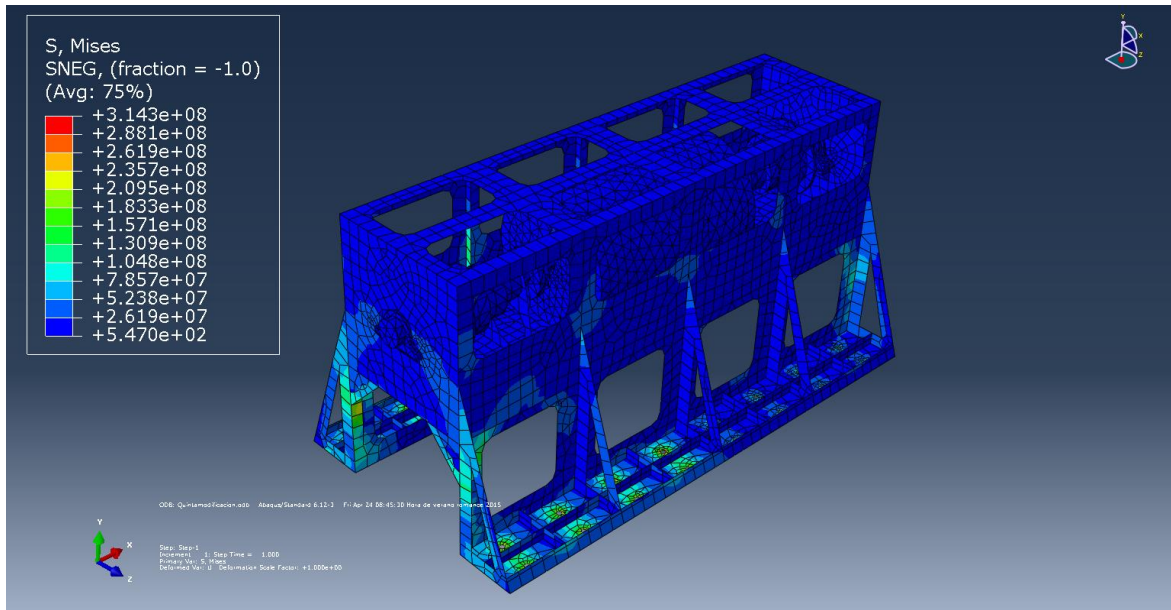


Figura 111. Tensiones máximas en la quinta modificación del modelo.

Como se puede apreciar, las zonas más cargadas se sitúan de nuevo en la zona de anclaje de los pernos y en los extremos de la estructura. En comparación con la modificación anterior, la tensión máxima se ha incrementado en algo menos de 1 MPa , por lo que los aligeramientos realizados no aumentan el estado tensional anterior en gran medida, y por tanto los aligeramientos suponen un ahorro de material sin modificar el comportamiento de la estructura.

Los desplazamientos verticales de la estructura se muestran en la Figura 112.

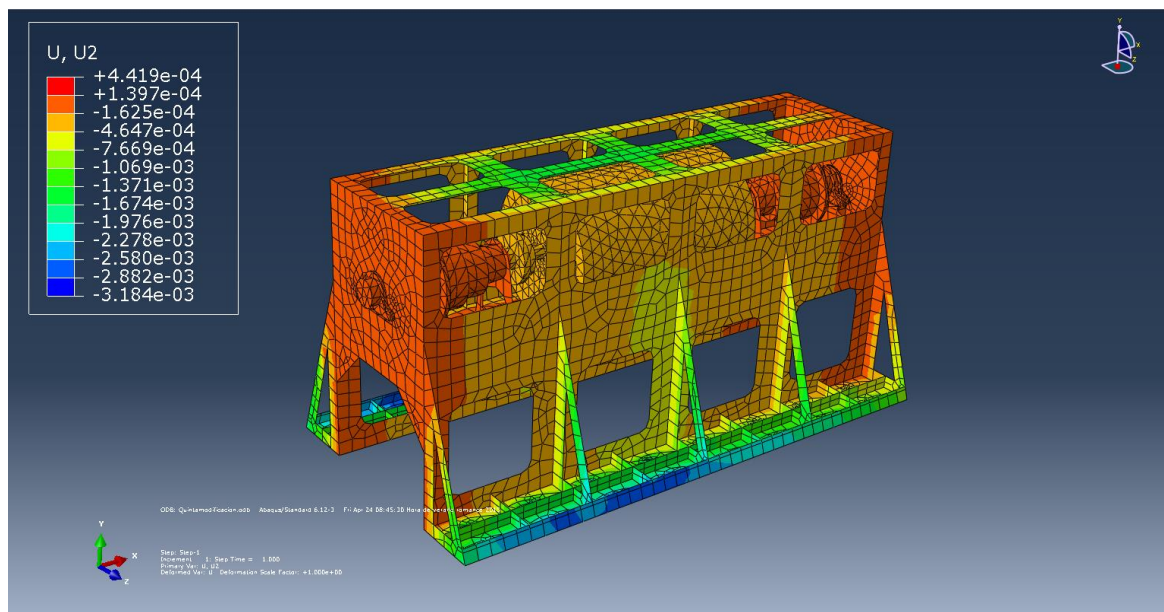


Figura 112. Desplazamientos verticales en la quinta modificación del modelo.

El desplazamiento vertical máximo se ha incrementado en prácticamente medio milímetro, sin embargo, se ha valorado más el ahorro de material en comparación con el ligero aumento del desplazamiento vertical, teniendo en cuenta la validez del estado tensional.

Como se observa en la Figura 111, algunos elementos de la estructura están sometidos a estados tensionales pequeños, en comparación con las zonas más cargadas, por lo que se podría pensar en fabricar estos elementos en un material distinto del acero, por ejemplo, aluminio. Sin embargo, la incorporación de este material en ciertas zonas de la estructura no permitiría obtener niveles de deformación tan bajos como los que se muestran en la Figura 112, además, es bien sabido que la soldadura entre elementos de distintos materiales es más complicada que entre chapas con materiales idénticos. Por este motivo se ha descartado la posibilidad de añadir materiales distintos del acero a ciertos elementos del modelo.

Es interesante comentar que en la zona de los agujeros del pernos de anclaje los elementos de la malla van disminuyendo conforme se acercan a los bordes del agujero, y que esa reducción de los elementos al aproximarse a esa zona se mantiene sea cual sea el tamaño de los elementos de la malla, la cual realiza el programa bajo su criterio.

Por último, con respecto al tamaño del mallado, por motivos de ahorro en el coste computacional y la escasa variación de los resultados al reducir el tamaño del mismo, se ha mantenido el tamaño inicial de 0,06 m para todos los análisis, considerando como aceptables los resultados obtenidos en los sucesivos análisis.

- Espesores finales

En la Figura 113 se indican las partes más importantes modeladas en Abaqus con elementos tipo *shell*.

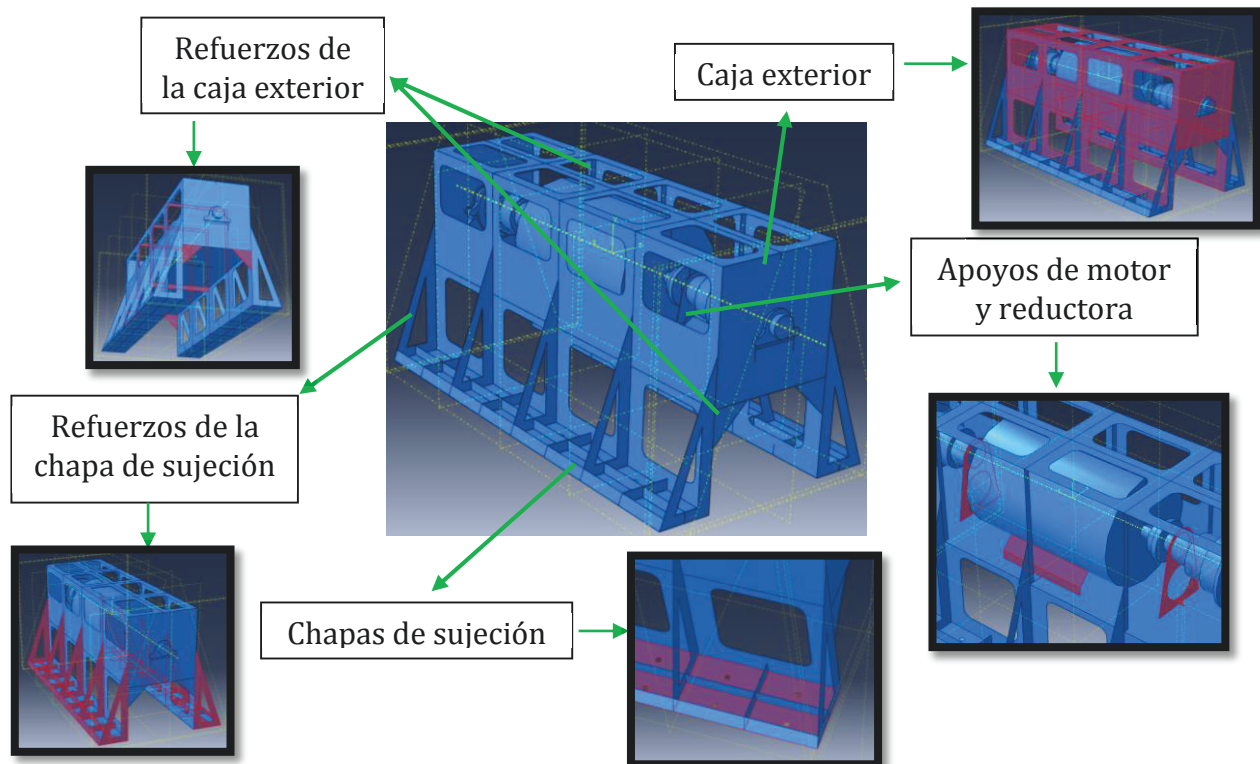


Figura 113. Principales elementos tipo *shell*.

En la Tabla 27 se resumen los espesores de las mismas.

Tabla 27. Espesores de los elementos tipo *shell*.

Elemento	Espesor (mm)
Caja exterior	2
Apoyos de motor y reductora	1
Chapas de sujeción	3
Refuerzos de la chapa de sujeción	2
Refuerzos de la caja exterior	1

5.4 Comprobación del coeficiente de seguridad

Realizado el modelo y obtenidos los resultados para el estado de carga más desfavorable, en este apartado se calcula el coeficiente de seguridad para verificar que no es inferior al coeficiente de seguridad fijado con anterioridad al diseño del modelo. El coeficiente de seguridad se calcula como la máxima resistencia a la tracción del material sometido a la máxima tensión, dividido por la tensión máxima:

$$CS = \frac{\text{Resistencia a la tracción del material}}{\text{Tensión máxima de Von Mises}} = \frac{550 \text{ MPa}}{314,3 \text{ MPa}} = 1,75$$

Como el valor es superior al coeficiente de seguridad deseado (1,5) el diseño puede considerarse como optimizado.

5.5 Desalineaciones en uniones principales

Una de las partes más importantes para dar validez al modelo es verificar que la concentricidad o coaxialidad de los diferentes elementos que van interconectados es admisible.

Las desalineaciones de los elementos interconectados se rigen por la norma DIN 42955 (65), en la cual se distinguen dos tipos de tolerancias: N y R. La primera de ellas se considera la tolerancia estándar mientras que la segunda se califica como opcional, siendo más exigente. Los valores de la tolerancia N están entre 30 μm y 90 μm , mientras que la R está entre 15 μm y 45 μm .

En la Figura 114 se muestran las zonas con uniones analizar.

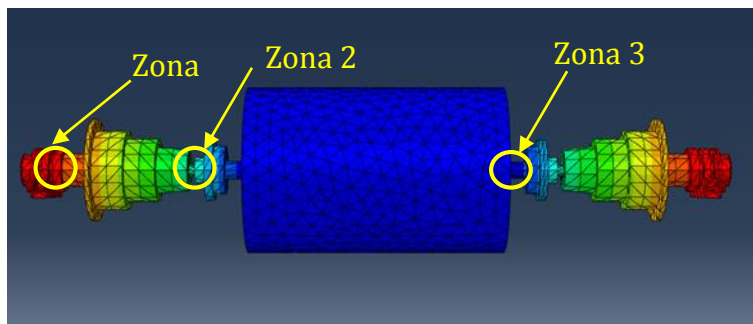


Figura 114. Zonas de uniones de elementos.

En la Tabla 28 se detallan los desplazamientos obtenidos en las distintas direcciones de las diferentes zonas.

Tabla 28. Deformaciones de los elementos principales.

Zona	Unión	Desplazamiento vertical (Eje Y)	Desplazamiento longitudinal (Eje Z)	Desplazamiento transversal (Eje X)
1	Árbol-reductora	$-1,16268 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$-1,79704 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$-6,05733 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
2	Reductora-acoplamiento	$-7,53768 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2,98875 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$-3,89431 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$
3	Acoplamiento-motor	$-9,09248 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$	$2,44153 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$	$2,75707 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$

La unión del motor con el acoplamiento es la zona con mayores desplazamientos. El valor de la deformación en dirección vertical es de $-90 \mu\text{m}$, justo en el límite de la tolerancia máxima permisible según la norma DIN 42955.

El resto de desplazamientos está por debajo de éste, por lo que entran dentro de los valores admisibles.

Es de interés comentar que el resultado de $1,16268 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$ obtenido para el desplazamiento vertical del árbol en su extremo (unión árbol-reductora) es del mismo orden de magnitud que el obtenido analíticamente en el apartado 4.8.2.

5.6 Cálculo de la resistencia del cordón de soldadura

El objetivo de este apartado es comprobar que la resistencia de la soldadura de la unión sometida al mayor estado tensional es suficiente. Con ello se pretende demostrar la viabilidad del modelo para la hipotética fabricación.

El cálculo de la resistencia de un cordón de soldadura tiene una base experimental, por lo que no existe un criterio único y universal, sino que cada norma o país tiene su propio criterio. Dicho cálculo se realizará únicamente para la unión más exigente, es decir, la que esté sometida a mayores tensiones. Según los análisis realizados anteriormente, la unión sometida a mayores tensiones es la que se representa en la Figura 115.

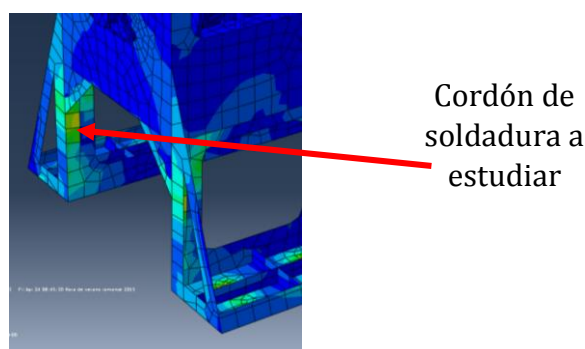


Figura 115. Cordón de soldadura sometido al mayor estado tensional.

Las tensiones principales del nodo perteneciente al cordón de soldadura que está sometido a mayores tensiones son las siguientes:

Tabla 29. Tensiones principales del cordón de soldadura a estudiar.

Tensión máxima	Valor (MPa)
σ_x	50,91
σ_y	84,49
σ_z	5,24

Como se observa en la Figura 115, la unión de 90° se produce entre el lateral de la caja exterior y el refuerzo vertical, este tipo de unión es conocida como “en ángulo” o “en esquina”. A continuación se describen brevemente los aspectos más importantes a tener en cuenta para el cálculo de la resistencia de este tipo de unión.

- Soldadura en ángulo

Para comenzar con el estudio de las uniones en ángulo (66), se va a definir lo que se llama el plano de garganta del cordón de soldadura. En estos cordones en ángulo se define el llamado plano de garganta A (ver Figura 116), el cual queda definido por la línea intersección de las dos chapas a unir y la altura del mayor triángulo isósceles que puede ser inscrito en la sección del cordón. A esta altura se le denomina ancho de garganta o espesor de garganta, o simplemente garganta, a , del cordón.

En la Figura 116 (67) también se han representado las tensiones que aparecen en un cordón de soldadura en ángulo.

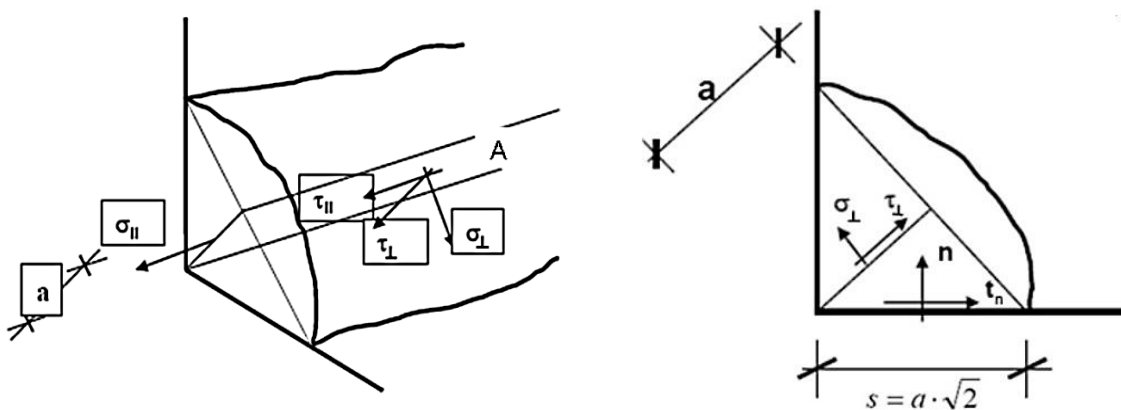


Figura 116. Tensiones en la garganta de un cordón de soldadura.

Por lo tanto, el cordón de soldadura se puede asemejar a un triángulo isósceles, como se representa en la Figura 116, del cual se va a tomar como sección de cálculo la definida por la altura “ a ”, correspondiente a la garganta del cordón, de dicho triángulo isósceles, por ser la de menor sección.

Tensiones en el cordón de soldadura:

$$\bullet \quad \sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n - t_n) \quad (5.4)$$

$$\bullet \quad \tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n + t_n) \quad (5.5)$$

- $t_a = \tau_{\parallel}$: tensión tangencial paralela a la arista, contenida en el plano de una de las caras de soldadura. (5.6)

Por la geometría del cordón de soldadura objeto de estudio y las Figuras 137 y 138, se deduce que:

- $\tau_{\parallel} = \sigma_y$
- $n = \sigma_x$
- $t_n = \sigma_z$

Sustituyendo estos valores en (5.4), (5.5) y (5.6), se tiene:

- $\sigma_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n - t_n) = \frac{1}{\sqrt{2}}(50,91 \cdot 10^6 - 5,24 \cdot 10^6) = 32,29 \text{ MPa}$
- $\tau_{\perp} = \frac{1}{\sqrt{2}}(n + t_n) = \frac{1}{\sqrt{2}}(50,91 \cdot 10^6 + 5,24 \cdot 10^6) = 39,70 \text{ MPa}$
- $\tau_{\parallel} = 84,49 \text{ MPa}$

Todas las normas vigentes en España admiten que un cordón en ángulo agota su capacidad resistente cuando una determinada función del estado tensional, llamada tensión de comparación, alcanza el valor de la tensión última del metal de base, es decir:

$$\sigma_{co} = f(\sigma_{\parallel}, \sigma_{\perp}, \tau_{\parallel}, \tau_{\perp}) = \sigma_u$$

Es importante indicar que σ_{co} no es más que un valor ideado para facilitar los cálculos, por lo que no es una tensión real que pueda medirse experimentalmente.

Como se ha podido observar, un cordón de soldadura tiene un estado tensional complejo, por lo que no es sencillo llegar a la determinación de σ_{co} , por lo que generalmente se aplican expresiones de la siguiente forma:

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\alpha \cdot \sigma_{\parallel}^2 + k[\sigma_{\perp}^2 + \lambda(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)]} \quad (5.7)$$

Donde los coeficientes α , β y k se ajustan experimentalmente llevando los cordones de soldadura llevados hasta rotura.

El Instituto Internacional de la Soldadura (68) recomienda fijar los parámetros anteriores en función del tipo de acero, siendo comunes $\alpha = 0$, $k = 1$, $\lambda = 3$ y $\beta = 0,9$. Con estos valores, la expresión (5.7) queda simplificada de la siguiente forma:

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)}$$

A parte de este procedimiento, las normativas también contemplan un método simplificado, similar al método Americano de la máxima tensión tangencial, en el que la resistencia de un cordón de soldadura es suficiente si la resultante de todas las fuerzas transmitidas por el cordón por unidad de longitud no supera el valor de su resistencia de cálculo, siendo independiente de la orientación del cordón de soldadura.

Se detallan a continuación las expresiones propuestas por las normativas para el cálculo de la resistencia de los cordones de soldadura con el método direccional, así como los cálculos realizados para la zona objeto de estudio, definida anteriormente.

- **Método direccional**

La resistencia de un cordón será suficiente si se cumplen simultáneamente las siguientes expresiones:

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \cdot \frac{f_u}{\beta_w} \quad (5.9)$$

siendo:

- σ_{\perp} : la tensión normal perpendicular a la garganta de la soldadura.
- τ_{\perp} : la tensión tangencial (en el plano de garganta) perpendicular al eje de la soldadura.
- τ_{\parallel} : la tensión tangencial (en el plano de garganta) paralela al eje de la soldadura.
- $f_u = 400 \text{ MPa}$: la resistencia última del acero estructural A36 **(69)**.
- β_w : el coeficiente de correlación en función del tipo de acero.
- $\gamma_{M2} = 1,25$: el factor parcial de seguridad.

Sustituyendo en las ecuaciones (5.8) y (5.9) se tiene:

$$\sigma_{co} = \beta \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} = 0,9 \cdot \sqrt{32,29^2 + 3(84,49^2 + 39,79^2)} = 119,76 \text{ MPa}$$

$$\frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} = \frac{400 \text{ MPa}}{0,9 \cdot 1,25} = 355,55 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{co} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}}$$

Como además:

$$0,9 \cdot \frac{f_u}{\beta_w} = 0,9 \cdot \frac{400 \text{ MPa}}{0,9} = 400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\perp} = 32,29 \text{ MPa} \leq 0,9 \cdot \frac{f_u}{\beta_w}$$

se puede concluir que la resistencia del cordón de soldadura sometido al mayor estado tensional es correcta.

Se recomienda **(70)** que el espesor de la garganta del cordón de soldadura sea $a \geq 3 \text{ mm}$, al ser el espesor de las chapas soldadas menor a 10 mm .

Capítulo 6

Análisis y resultados

En el presente capítulo se van a estudiar los análisis realizados al modelo optimizado, comparando los resultados y valorando la importancia relativa de las diferentes cargas aplicadas al modelo.

6.1 Análisis con pasajeros distribuidos uniformemente

A continuación se detallan los resultados de tensión y deformación obtenidos bajo este estado de carga, descrito en el apartado 5.3.5:

- Tensiones

En la Figura 117 se muestra la localización de las tensiones máximas en el estado de carga con pasajeros distribuidos uniformemente en el coche de pasajeros. Se observa que las tensiones máximas están localizadas en la base de los pernos de sujeción y en los refuerzos de sujeción de la chapa de la estructura

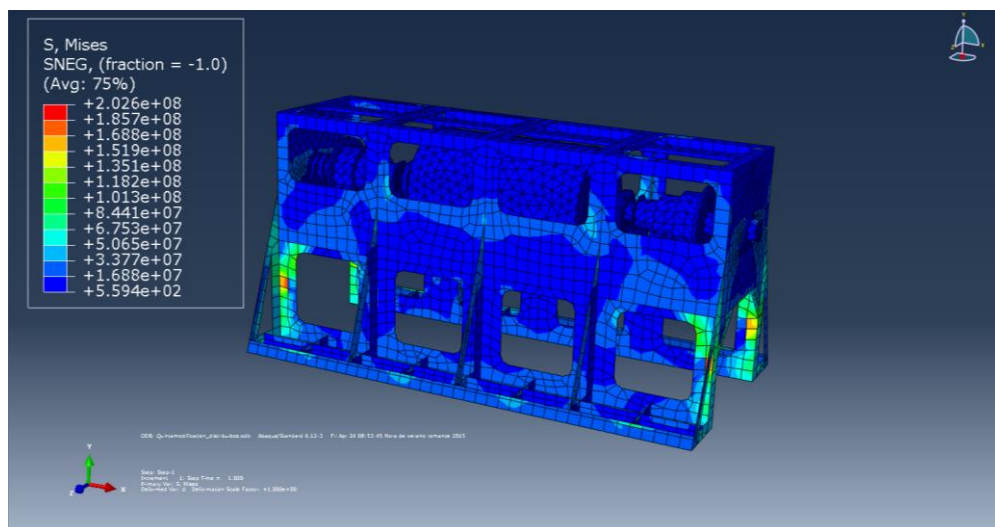


Figura 117. Localización de las tensiones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.

Los valores máximos de tensión se indican en la Tabla 30.

Tabla 30. Tensiones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.

Tensión máxima	Valor (MPa)
Von Mises	202,6
σ_x	194,2
σ_y	178,8
σ_z	10,99

Las tensiones no superan los valores del estado de carga con el que se optimizó el modelo por lo que son asumibles para la estructura.

El coeficiente de seguridad para este estado de carga resulta 2,71, que es mayor que el del modelo con el que se optimizó el modelo y muy superior al coeficiente de seguridad deseado, por lo que puede decirse que la estructura soporta holgadamente el estado tensional.

- Deformaciones

En la Figura 118 se observa que las deformaciones máximas aparecen en las zonas colindantes a la fijación de los pernos, que es la zona de aplicación de las cargas.

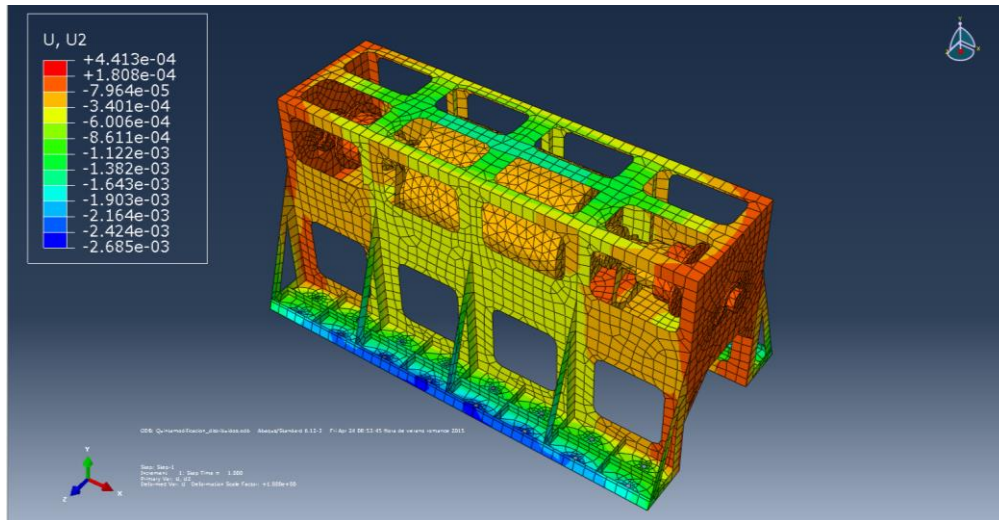


Figura 118. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con pasajeros distribuidos.

En la Tabla 31 se indican los valores máximos de desplazamiento en este estado de carga.

Tabla 31. Desplazamientos máximos en el análisis con pasajeros distribuidos.

Desplazamiento máximo	Valor (mm)
Módulo del vector	4,406
U_x	-0,2887
U_y	-2,685
U_z	3,529

6.2 Análisis con pasajeros a una banda del coche

A continuación se detallan los resultados de tensión y deformación obtenidos bajo este estado de carga, planteado en el apartado 5.3.5:

- Tensiones

En la Figura 119 se muestra la localización de las tensiones máximas en el estado de carga con pasajeros situados a una banda del coche de pasajeros. Se observa que las tensiones máximas vuelven a localizarse en la base de los pernos de sujeción y en los refuerzos de sujeción de la chapa de la estructura.

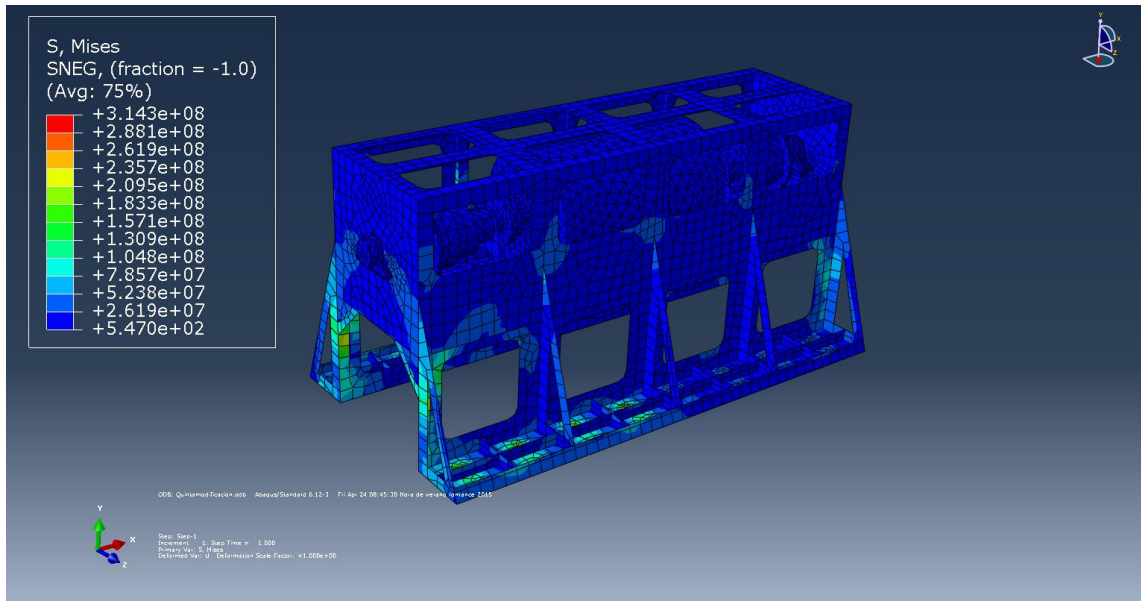


Figura 119. Localización de las tensiones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.

En la Tabla 32 se indican los valores máximos de tensión obtenidos.

Tabla 32. Tensiones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.

Tensión máxima	Valor (MPa)
Von Mises	314,3
σ_x	245,6
σ_y	-288,1
σ_z	13,13

- Deformaciones

De nuevo, las deformaciones máximas se localizan en la zona de la chapa de sujeción, como se observa en la Figura 120.

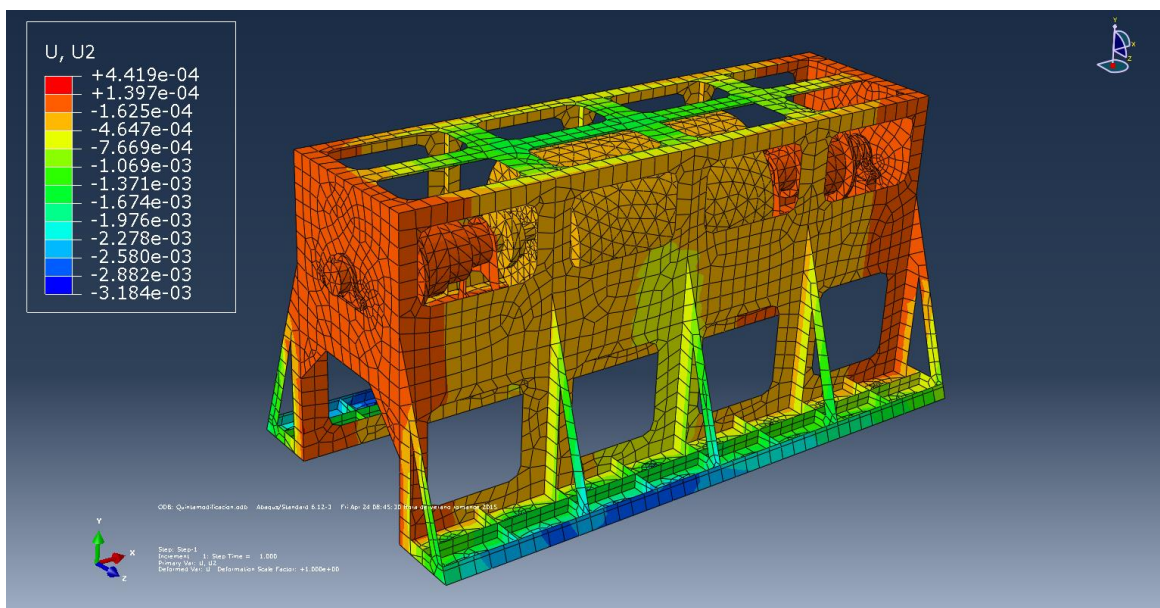


Figura 120. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con pasajeros a una banda.

En la Tabla 33 se indican los valores máximos de desplazamiento.

Tabla 33. Desplazamientos máximos en el análisis con pasajeros a una banda.

Desplazamiento máximo	Valor (mm)
Módulo del vector	4,956
U_x	-0,4246
U_y	-3,184
U_z	4,178

Como se supuso previamente a la modelización y optimización en Abaqus, este estado de carga es el más exigente para la estructura.

6.3 Análisis térmico

El análisis térmico propuesto en el apartado 5.3.5 no refleja resultados significativos para ninguna de las dos temperaturas consideradas extremas. En cuanto a la deformación se muestran variaciones del orden de $10^{-2} mm$, consideradas despreciables, al igual que las variaciones en tensión, del orden de $10^2 Pa$. Por ello, se considera un estado de carga poco relevante, y que no merece mayor detenimiento en el presente Trabajo Fin de Máster.

6.4 Análisis con fuerza de viento lateral

A continuación se detallan los resultados de tensión y deformación obtenidos bajo este estado de carga, detallado en el apartado 5.3.5:

- Tensiones

En la Figura 121 se muestra la localización de las tensiones máximas bajo este estado de carga, cuyos valores son similares en todos los anclajes de los pernos y en los refuerzos verticales de la chapa de sujeción.

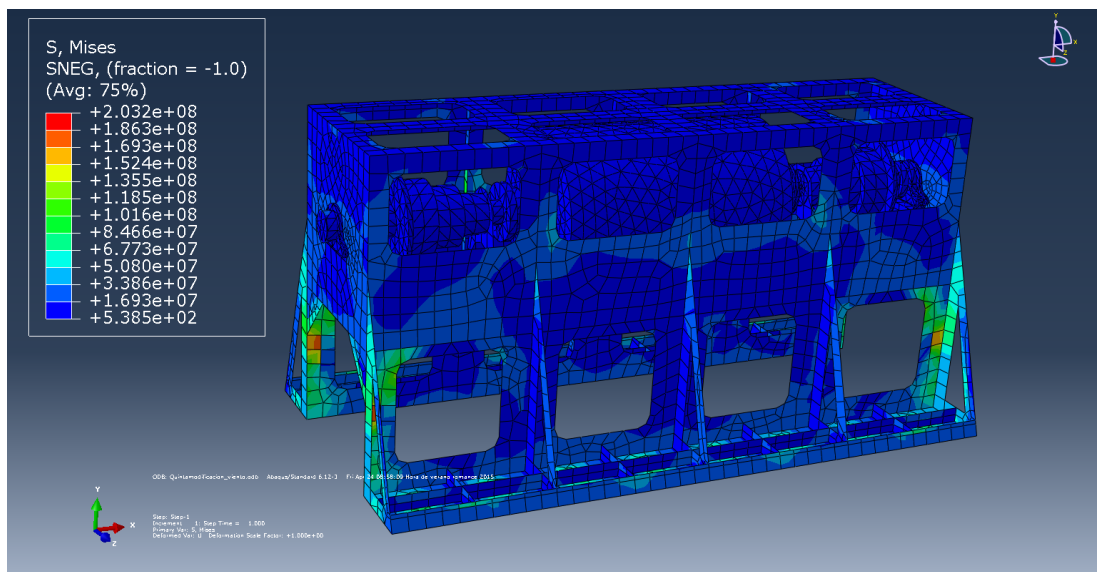


Figura 121. Localización de las tensiones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.

En la Tabla 34 se indican los valores máximos de tensión.

Tabla 34. Tensiones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.

Tensión máxima	Valor (MPa)
Von Mises	203,2
σ_x	193,3
σ_y	178,8
σ_z	11,81

Es interesante comparar estos resultados con los valores de tensión máxima obtenidos en el análisis con los pasajeros uniformemente distribuidos en la caja de pasajeros, pues no varía significativamente. La tensión de Von Mises así como las tensiones principales varían en valores próximos a $10^3 Pa$.

El coeficiente de seguridad para este estado de carga resulta 2,70, prácticamente idéntico al del estado de carga con los pasajeros uniformemente distribuidos, por lo que también puede decirse en este caso que la estructura soporta satisfactoriamente el estado de carga propuesto.

- Deformaciones

En la Figura 122 se muestra la localización de las deformaciones máximas bajo este estado de carga.

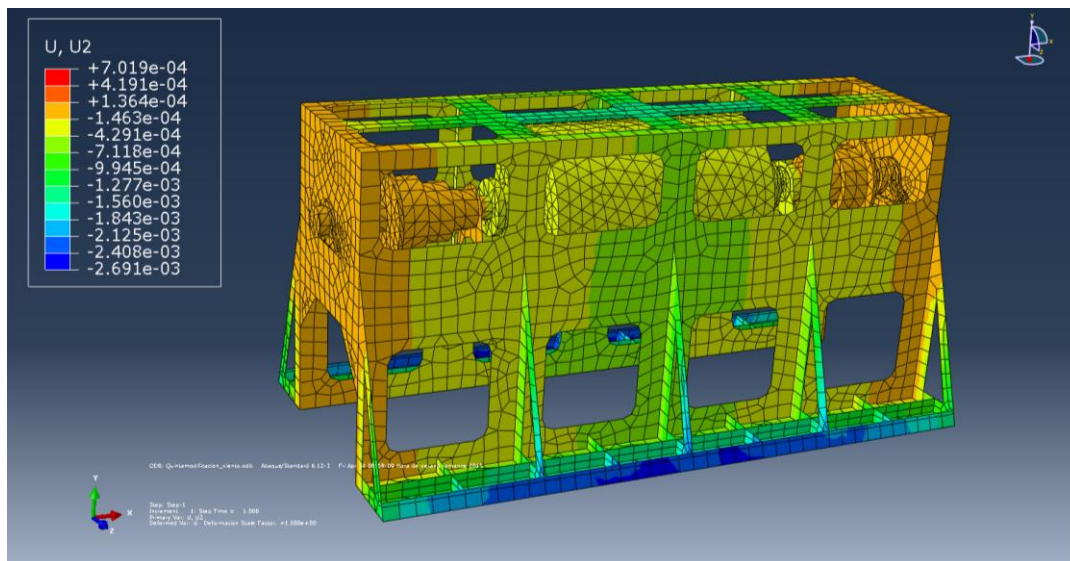


Figura 122. Localización de las deformaciones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.

Los valores máximos de deformación se indican en la Tabla 35.

Tabla 35. Deformaciones máximas en el análisis con fuerza del viento lateral.

Desplazamiento máximo	Valor (mm)
Módulo del vector	4,421
U_x	-0,3973
U_y	-2,691
U_z	3,538

Aunque los desplazamientos en las direcciones y y z no varían significativamente, el desplazamiento en x sí, puesto que es la dirección en que está aplicada la carga del viento lateral.

El valor varía con respecto al estado de carga con pasajeros uniformemente distribuidos sin carga del viento, pasando de $-0,2887 \text{ mm}$ a $-0,3973 \text{ mm}$, por lo que puede decirse que la fuerza del viento lateral no afecta de manera relevante al comportamiento de la estructura, y que ésta soporta sin dificultades este tipo de carga lateral, por lo que se puede asegurar que la condición de carga más desfavorable es la adoptada para la optimización del modelo, no siendo relevante la fuerza del viento en caso de tener los pasajeros en una banda del coche y una racha de viento actuando al mismo tiempo.

6.5 Análisis dinámico

El análisis dinámico propuesto en este apartado consiste en la realización de un análisis modal de la estructura para determinar las frecuencias de los modos de vibración del sistema durante una vibración libre. Un modo normal de un sistema es la frecuencia a la cual vibrará al ser perturbado. Cuando el sistema es excitado en una de esas frecuencias, todas las masas del sistema se mueven con la misma frecuencia.

Por tanto, el objetivo del análisis es conocer las distintas frecuencias con el fin de evitar que el sistema entre en resonancia con otros elementos vibratorios.

Realizar el análisis modal con Abaqus es sencillo, tan sólo hay que cambiar el tipo de ensayo a realizar en el módulo *Step*, seleccionando el análisis en frecuencia. Por último, se especifica el número de modos de vibración que se quieren obtener. En este caso, se obtendrán los diez primeros modos de vibración.

Las frecuencias de los modos de vibración son las siguientes:

Tabla 36. Resultados del análisis modal.

Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	22,296	6	30,196
2	25,693	7	31,330
3	27,024	8	31,972
4	28,419	9	32,088
5	29,350	10	33,099

Como puede apreciarse, las frecuencias de los diez primeros modos de vibración están entre 22 y 27 Hz, por lo que es un rango de frecuencias a tener en cuenta para evitar el fenómeno de resonancia. La frecuencia de 50 Hz que podría provocar este fenómeno con otros elementos del sistema, como el motor, se encuentra en el modo de vibración 29, que es de poca relevancia.

En la Figura 123 se muestra el sistema cuando se encuentra en el modo de vibración 2.

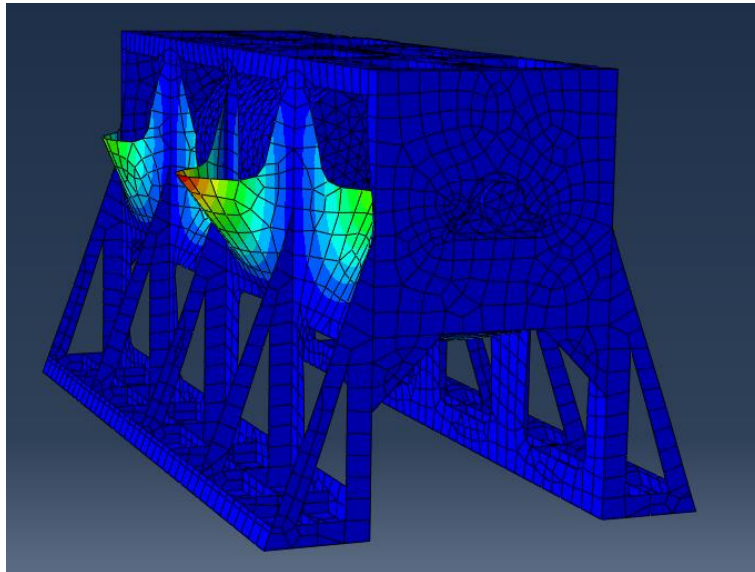


Figura 123. Respuesta del sistema en el modo de vibración 2.

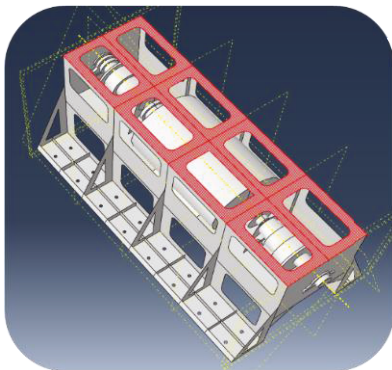
Capítulo 7

Fabricación y montaje

7.1 Proceso de fabricación

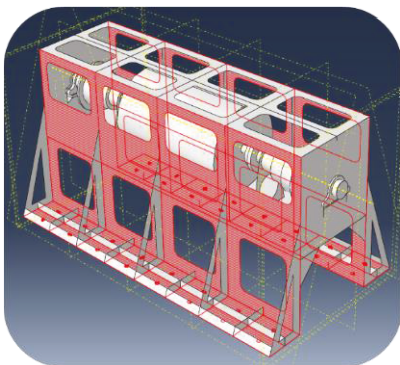
El objetivo de este capítulo es comentar el proceso de fabricación a seguir para la construcción del sistema. Es importante tener en cuenta que los elementos cuyo proceso de fabricación se propone a continuación son aquellos no comerciales, puesto que los comerciales son proporcionados directamente por los fabricantes.

Dada la gran variedad de procesos de fabricación existentes en la actualidad los procesos de fabricación no son únicos, es decir, es posible obtener el mismo resultado siguiendo fases distintas durante el proceso. Los procesos de fabricación propuestos para los elementos principales a fabricar son los siguientes:



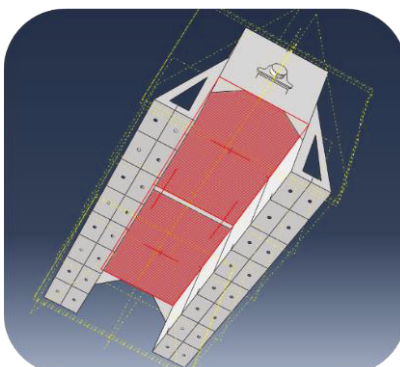
Parte superior de la caja exterior

1. Corte de la chapa.
2. Corte con chorro de agua para los aligeramientos.
3. Taladrado para la instalación de tornillos.



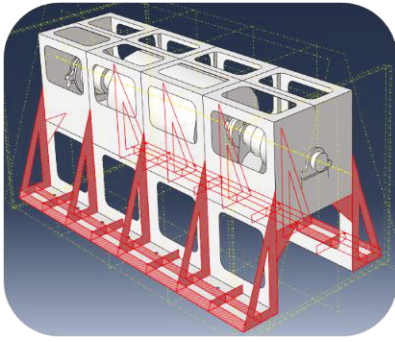
Parte frontal y trasera de la caja exterior

1. Corte de la chapa.
2. Corte con chorro de agua para los aligeramientos.
3. Taladrado para la instalación de pernos.
4. Plegado de la parte inferior donde se han realizado los taladros de los pernos.



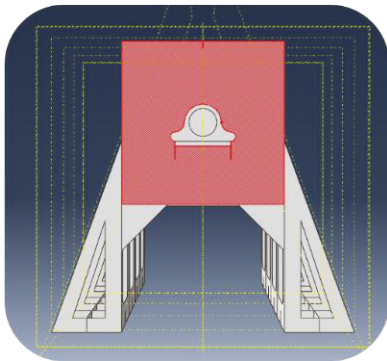
Parte inferior de la caja exterior

1. Corte de la chapa hasta conseguir las dimensiones deseadas.



Refuerzos exteriores

1. Corte de la chapa hasta conseguir la forma deseada.
2. Corte con chorro de agua para los aligeramientos.



Laterales de la caja exterior

1. Chorro de agua para obtener el hueco de colocación del rodamiento.

7.2 Proceso de montaje

Fabricados los elementos principales de la estructura exterior, se propone a continuación un posible proceso de montaje para la puesta en marcha del sistema.

1º El montaje comienza por las chapas delantera y trasera, en las cuales se sueldan los refuerzos triangulares.

2º Unión de las chapas delantera y trasera de la caja exterior con la chapa inferior, que servirá de soporte para los elementos comerciales (motor y reductoras) y que a su vez irá soldada con los refuerzos triangulares.

3º Incorporación de los elementos comerciales al proceso de montaje. Se fijan, además, los soportes de motor y reductoras a la chapa inferior de la caja.

4º Soldadura de los laterales de la caja a la parte delantera y trasera.

5º Fijación de los soportes de los rodamientos a las chapas laterales y atornillado de la parte superior a las paredes laterales de la caja.

En la Figura 124 se representan los pasos más importantes del proceso de montaje.

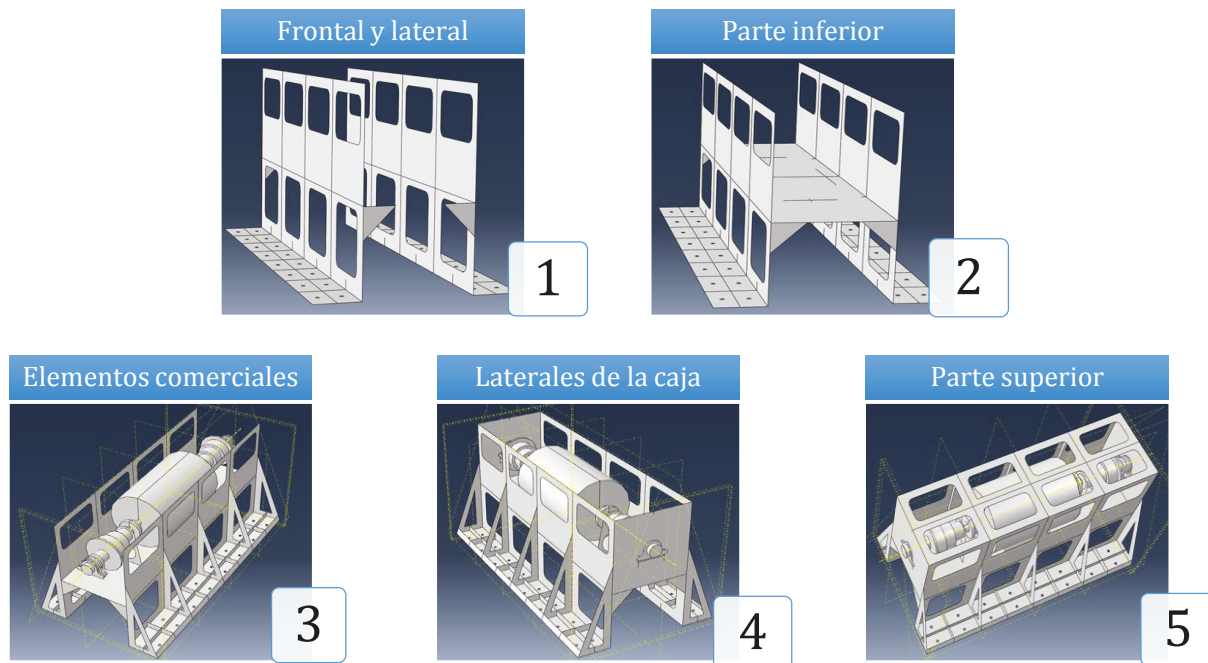


Figura 124. Fases del proceso de montaje.

Capítulo 8

Mantenimiento

8.1 Diseño orientado a la mantenibilidad

Durante la fase de diseño del sistema y el modelado posterior en Abaqus se ha tenido en cuenta la mantenibilidad del sistema, es decir, la facilidad que ofrece el diseño del mismo para realizar las operaciones de mantenimiento necesarias.

Los aligeramientos de la caja exterior, además de proporcionar la ventilación necesaria a los elementos comerciales instalados en el interior de la caja y del evidente ahorro de material, son clave para realización de las operaciones de mantenimiento, pues permiten el acceso al interior de la caja, y por tanto a los elementos comerciales, con cierta facilidad.

Sin embargo, estos aligeramientos solo permiten la limpieza exterior de los elementos principales o una revisión visual de los mismos. En caso de tener que extraerlos, el hueco que ofrecen los aligeramientos no es suficiente.

Por este motivo, se ha diseñado la caja para posibilitar la extracción de la parte superior, como se muestra en la Figura 125, para extraer desde arriba los elementos comerciales de mayor tamaño, como el motor y las reductoras.

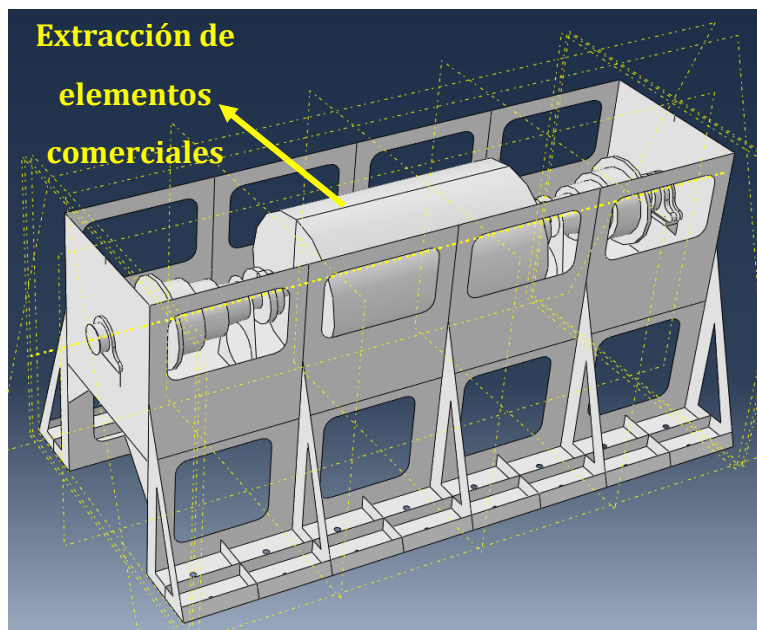


Figura 125. Extracción de los elementos comerciales para el mantenimiento.

Por tanto, la parte superior de la caja no estará soldada, sino atornillada para posibilitar su extracción con facilidad. Este diseño también es posible debido a que la parte superior de la caja no soporta grandes tensiones ni es pieza clave del soporte.

- Cálculo del atornillado

Como la parte superior de la tapa irá atornillada, se va a realizar un cálculo somero del atornillado, con el fin de comprobar la resistencia del mismo a las cargas obtenidas a las que está sometido. Para ello, se obtiene la tensión de un nodo de la parte superior de la caja, como se muestra en la Figura 126, y se comprueba la resistencia de un tornillo situado en ese punto.

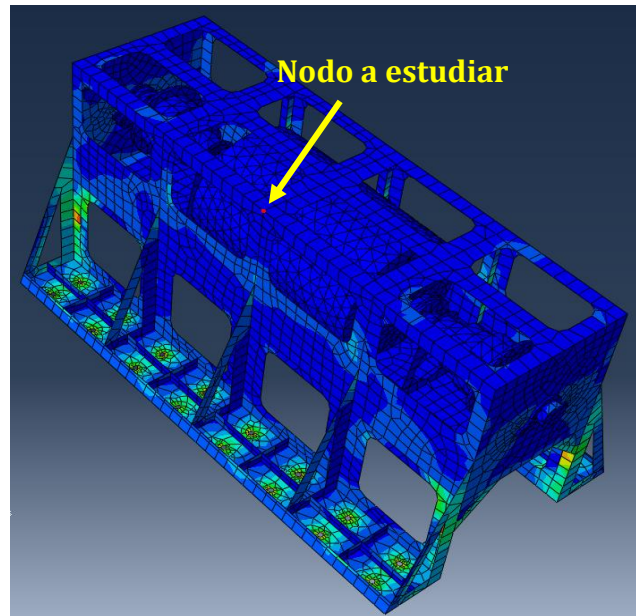


Figura 126. Nudo de la parte superior de la caja para el estudio del atornillado.

La tensión vertical en el nodo objeto de estudio es de 361,2 MPa. Si se supone que el nodo está situado en el centro del tornillo, se tiene que la fuerza de tracción a la que estará sometido el tornillo será:

$$\text{Fuerza de tracción} = \text{Tensión vertical} \cdot \text{Sección del tornillo}$$

En la siguiente Figura se indica la resistencia a la tracción en kN de los tornillos con cabeza normal de diámetros y grados más usuales (71):

Tabla 37. Resistencia a la tracción de los tornillos en kN.

Diámetro (mm)	Sección (mm ²)	Grado			
		4.6	5.6	8.8	10.9
12	84,3	24,28	30,35	48,56	60,7
16	157	45,22	56,52	90,43	113,04
20	245	70,56	88,2	141,12	176,4
22	303	87,26	109,08	174,53	218,16
24	353	101,66	127,08	203,33	254,16
27	456	131,33	164,16	262,66	328,3

Si se selecciona un tornillo de 20 mm se obtiene una fuerza de tracción de:

$$\text{Fuerza de tracción} = 361,2 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 245 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 88,494 \text{ kN}$$

Por lo que se podrían instalar, por ejemplo, tornillos de grado 10.9 ($D = 16 \text{ mm}$) con la garantía de que soportan las cargas a las que están sometidos. En cuanto a la disposición de los mismos, en la Figura 127 se realiza una propuesta de colocación de los tornillos:

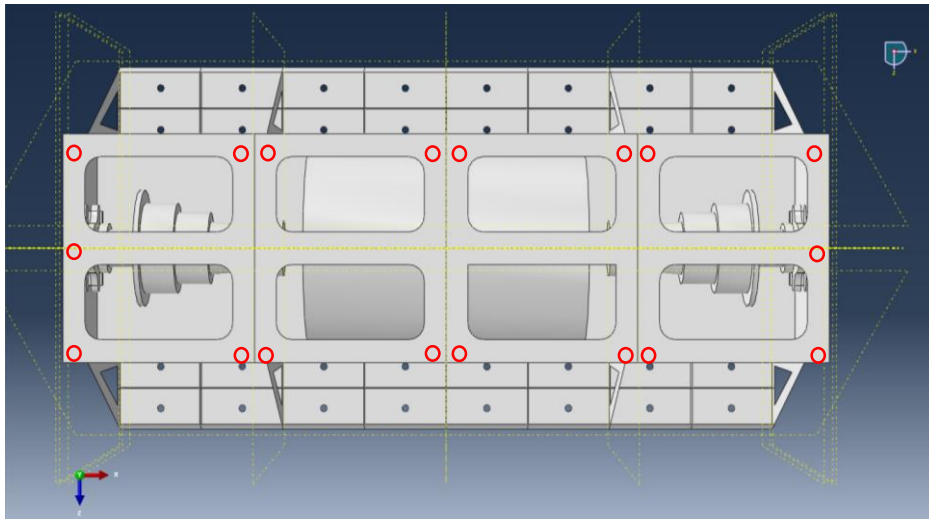


Figura 127. Atornillado de la parte superior de la caja exterior.

Por último, en cuanto al mantenimiento general, es importante comentar que el diseño permite la extracción del conjunto rueda-árbol-rodamientos de manera sencilla, gracias a la disposición de radios de acuerdo y los aligeramientos, los cuales permiten el acceso a los tornillos de sujeción de los soportes de los rodamientos (ver Figura 97), de forma que puedan extraerse con facilidad en la dirección axial del eje por el lateral de la estructura, una vez extraída la rueda y el árbol.

8.2 Plan de mantenimiento

En cuanto a las labores propias de mantenimiento, a continuación se enumeran brevemente las tareas a realizar en los distintos elementos:

- Ruedas: retorneado para la conservación de la geometría de la rueda.

Cuando la rueda se desgasta, el diámetro de la misma disminuye, y por tanto la estructura baja en altura con respecto a la vía. Este hecho se ha tenido en cuenta en la fase de diseño para evitar posibles interferencias con otros elementos de la infraestructura o del propio coche.

- Elementos comerciales:
 - Motor: el fabricante recomienda realizar periódicamente tareas de limpieza y lubricación así como la comprobación de la resistencia del aislamiento (45).
 - Reductora: el fabricante recomienda revisiones periódicas tales como la revisión de las alineaciones de los ejes, la lubricación y la limpieza del equipo (46).

- Acoplamientos: el fabricante no especifica labores concretas de mantenimiento más allá de la inspección visual de los mismos **(60)**.
- Rodamientos: el fabricante recomienda la lubricación periódica de los mismos y los pasos a seguir en la operación de mantenimiento **(54)**.
- Árbol: Inspecciones periódicas mediante ensayos no destructivos.
- Estructura: Inspecciones periódicas mediante ensayos no destructivos.

Capítulo 9

Modelado del sistema

Con el modelado en 3D se persiguen principalmente dos objetivos; obtener los planos de la estructura y componentes principales y representar, con mayor nivel de detalle que en Abaqus, la última modificación del modelo optimizado, teniendo en cuenta el espesor de las distintas chapas y refuerzos así como otros elementos del sistema que en Abaqus se modelaron de forma simplificada, como es el caso del motor.

9.1 Modelado del sistema optimizado

En la Figura 128 se muestra el modelo realizado en AutoCAD, un software de diseño asistido por ordenador utilizado generalmente para dibujar en 2D y 3D.

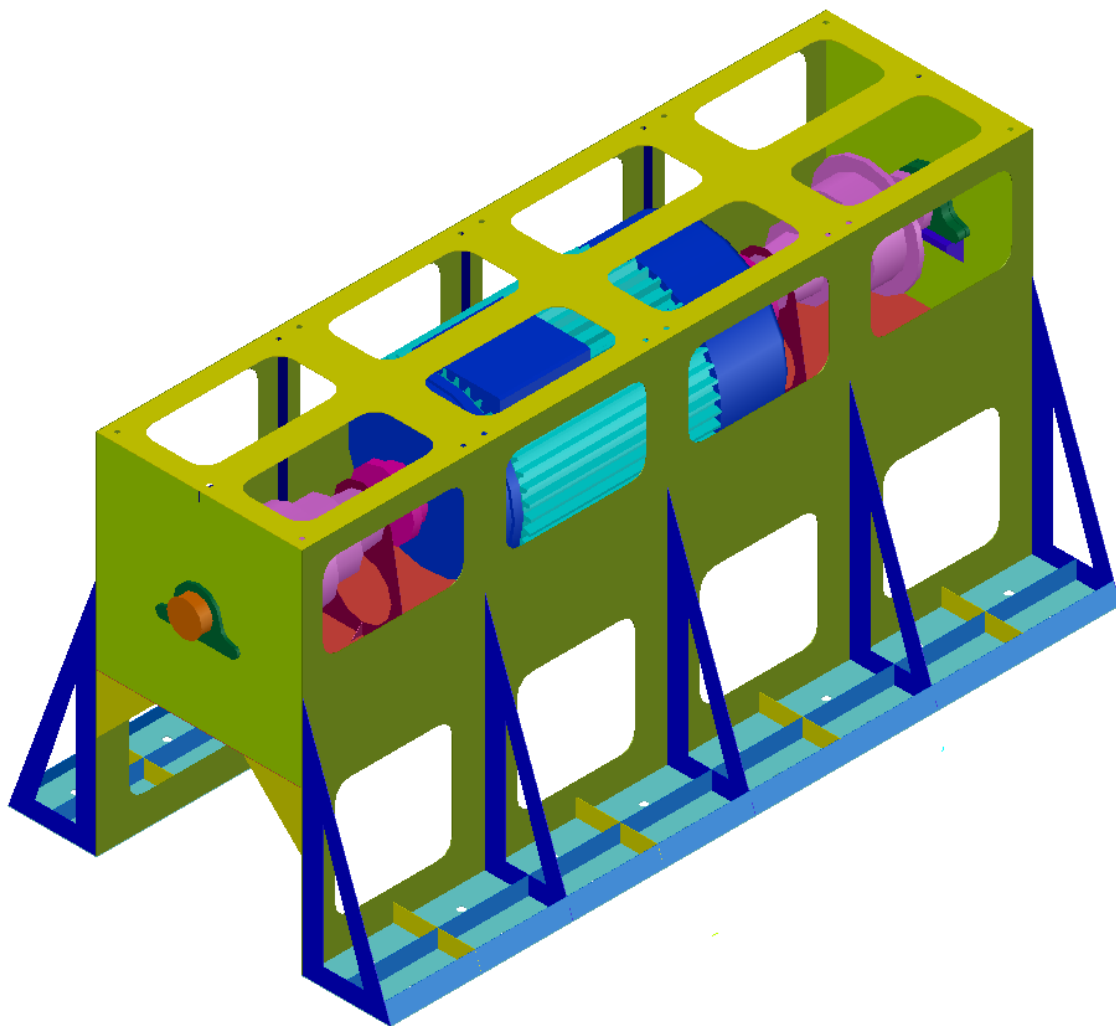


Figura 128. Modelado del sistema en AutoCAD.

El modelo conserva las principales medidas del modelo realizado en Abaqus, con las que el modelo se consideró optimizado, sin embargo, algunos detalles, como los espesores de los distintos elementos o la modelización precisa de algunos elementos comerciales como los apoyos del motor, pueden hacer variar ligeramente las medidas finales del modelo.

Uno de los detalles modelados en AutoCAD han sido los taladros para el atornillado de la parte superior de la caja de la estructura, como se muestra en la Figura 129.



Figura 129. Detalle de los taladros para el atornillado de la parte superior de la estructura.

Además, se ha modelado el motor siguiendo las medidas del fabricante, incluyendo la jaula y los apoyos del mismo, como se muestra en la Figura 130.

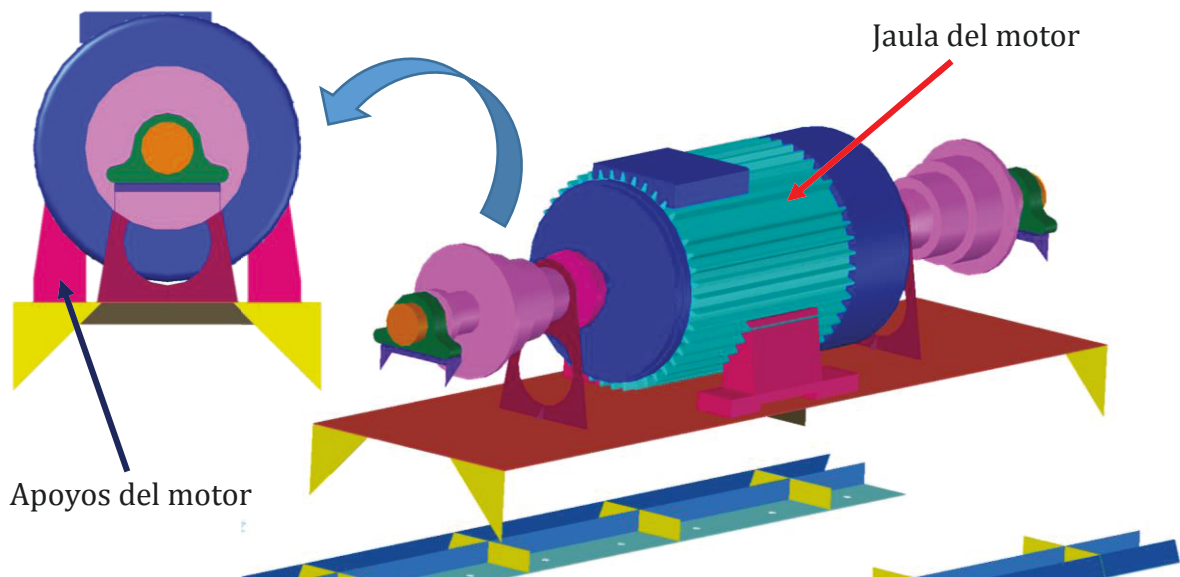


Figura 130. Detalles de la jaula y apoyos del motor.

En la Figura 131 se muestran los distintos refuerzos longitudinales y transversales de la estructura.

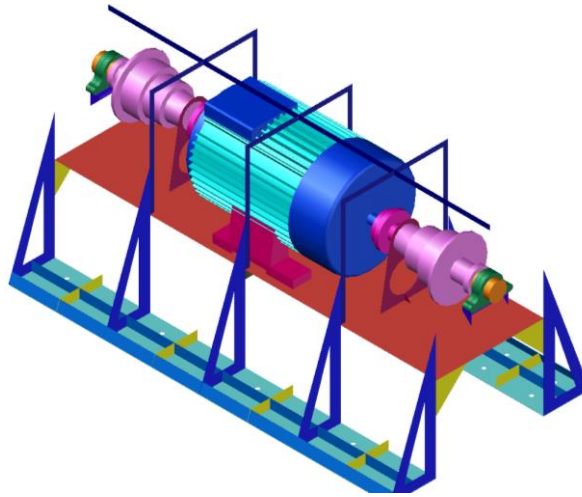


Figura 131. Detalle del modelado de los refuerzos de la estructura.

9.2 Modelado completo del coche

Aunque el diseño de las ruedas y de la caja del coche no forman parte del alcance del Trabajo Fin de Máster, se ha modelado un tipo de rueda estándar teniendo en cuenta el radio fijado para las mismas en el Capítulo 4, así como la disposición de los ejes en el sistema (cuatro ejes por coche), como se muestra en la Figura 132.

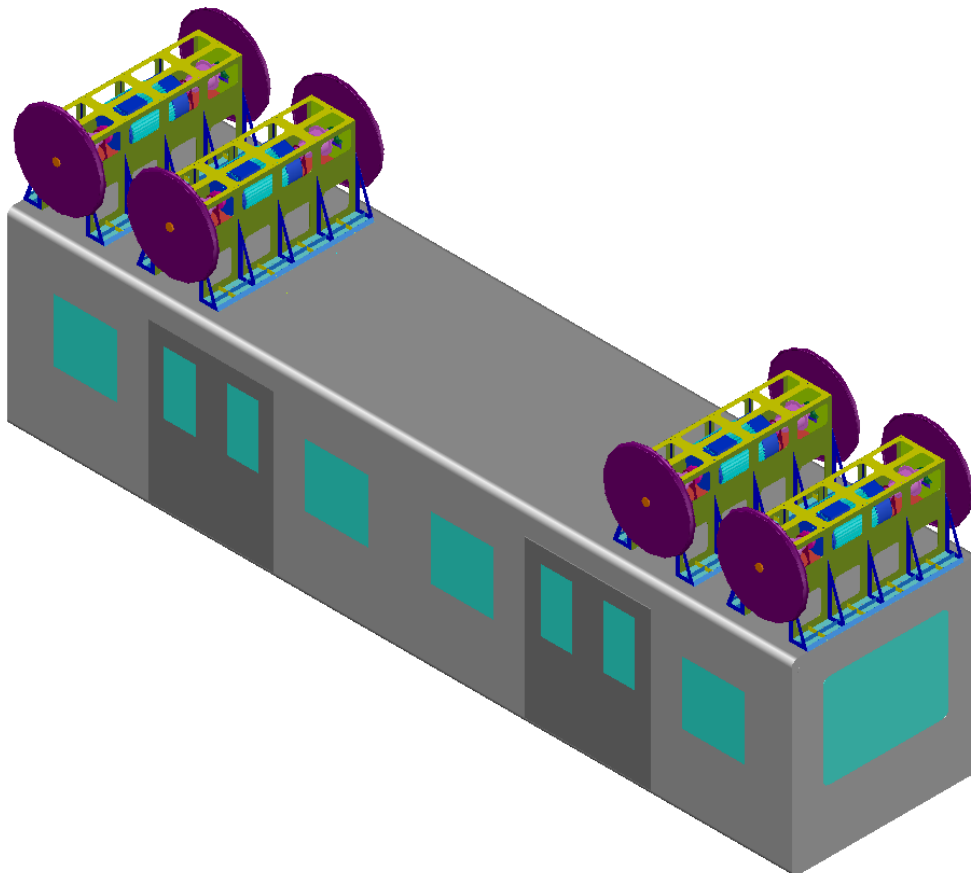


Figura 132. Modelado y disposición de los ejes sobre la caja de pasajeros.

El modelado de la caja de pasajeros tiene como objetivo la visualización directa de la instalación del sistema, ejes y ruedas incluidas, a la caja de pasajeros para completar el sistema de transporte.

En la Figura 133 se muestran la vista en alzado y perfil del sistema al incorporar la caja de pasajeros y las ruedas.

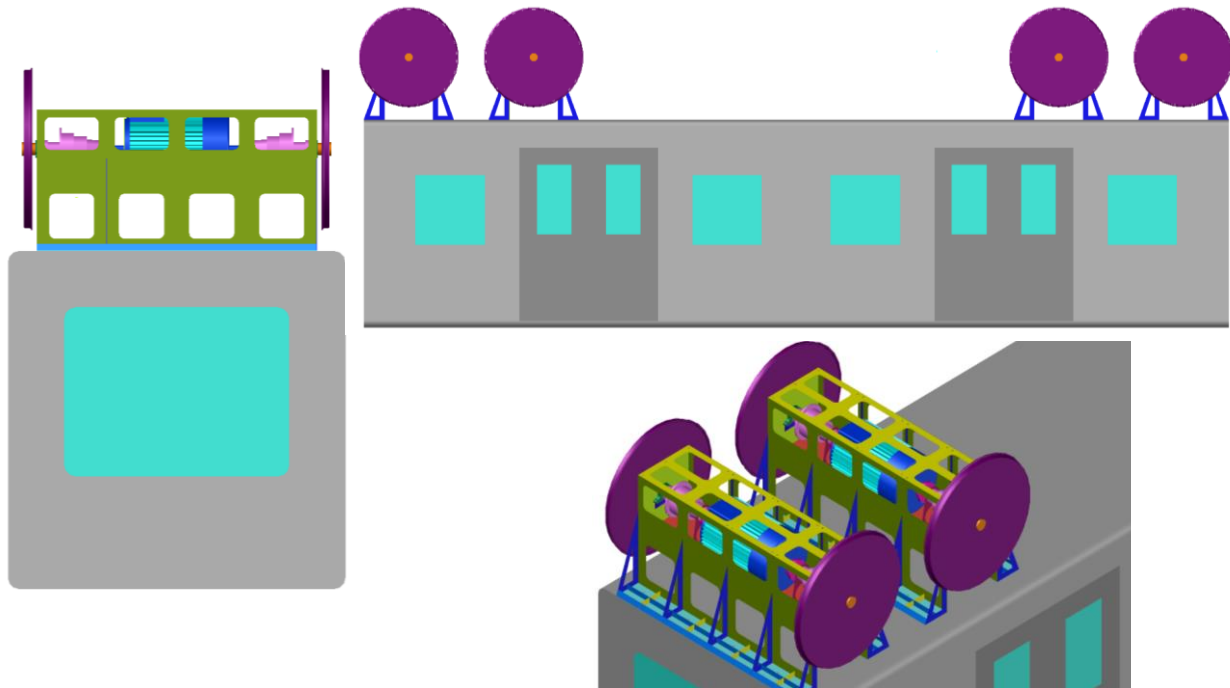


Figura 133. Disposición de los ejes en el coche.

Como se observa en la Figura 133, los ejes no pueden ir instalados de manera contigua, sino que es necesaria una distancia entre las chapas de sujeción de los pernos de anclaje al techo de la caja de pasajeros, de otra forma podría haber interferencia entre las ruedas y la instalación y circulación sería imposible.

9.2 Modelado de la infraestructura

Para que el sistema de transporte esté completo es necesaria la instalación de la infraestructura y el ensamblaje del coche a la misma. Por este motivo, y para cerrar lo que sería la línea de montaje y puesta en servicio, se ha modelado tanto la vía que guiará el sistema como la estructura que mantendrá el sistema de transporte en suspensión.

- **Modelado de la vía**

En la Figura 134 se muestra el sistema instalado sobre la vía, la cual tiene unas dimensiones estándares y que sólo tiene como objetivo la representación del sistema montado sobre la misma.

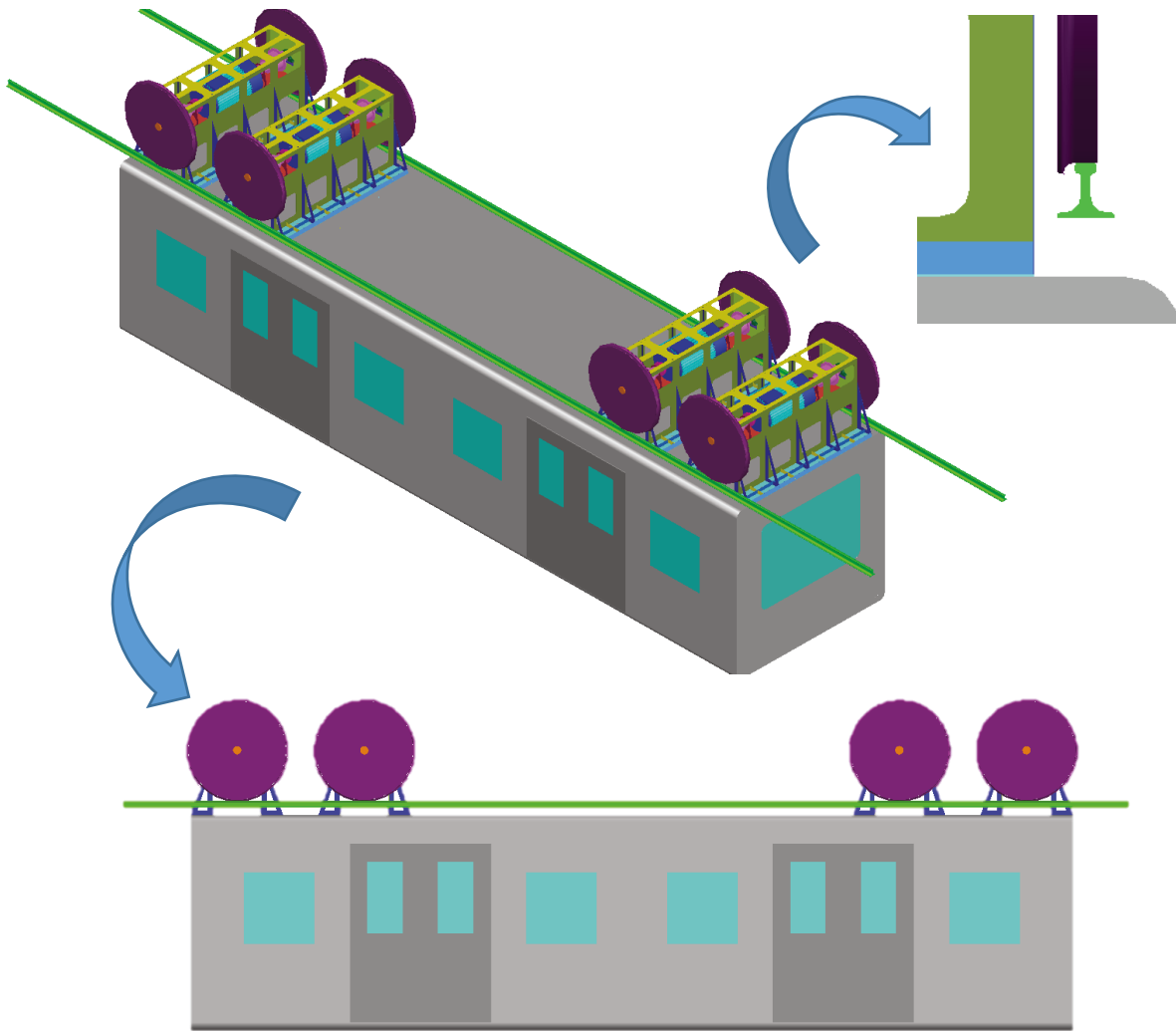


Figura 134. Coche montado sobre la vía.

En la Figura 134 se muestra también la vista lateral del sistema con los cuatro ejes apoyados sobre la vía así como del contacto entre el raíl y la rueda de acero con pestaña interior.

- **Modelado de la infraestructura**

Para que el sistema de transporte esté completo sólo resta instalar el coche y los raíles sobre la infraestructura que mantendrá al sistema en suspensión.

En primer lugar se ha modelado la caja de sujeción, de tipo SAFEGE, por la que circulará el sistema. Dicha caja, como se comentó en la descripción de los sistemas existentes del Capítulo 2, sirve tanto para la suspensión del sistema como para la protección del mismo ante posibles condiciones climatológicas adversas. En el sistema SAFEGE original, además, sirve para el guiado del mismo al disponer de ruedas neumáticas.

En la Figura 135 se muestra el sistema instalado en el interior de una caja basada en el concepto SAFEGE.

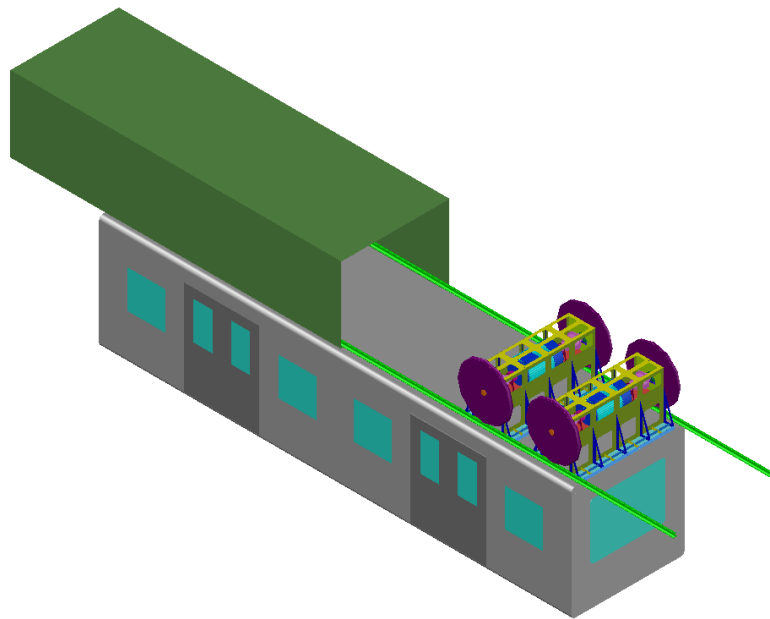


Figura 135. Sistema montado sobre la caja tipo SAFEGE.

En la Figura 136 se muestra la vista frontal del medio de transporte. En ella se puede apreciar que gracias al diseño de la estructura, orientado a la posterior instalación en una infraestructura de este tipo, garantiza la existencia de una cierta distancia de seguridad que asegura que no haya interferencia entre la caja de tipo SAFEGE, y la caja de pasajeros.

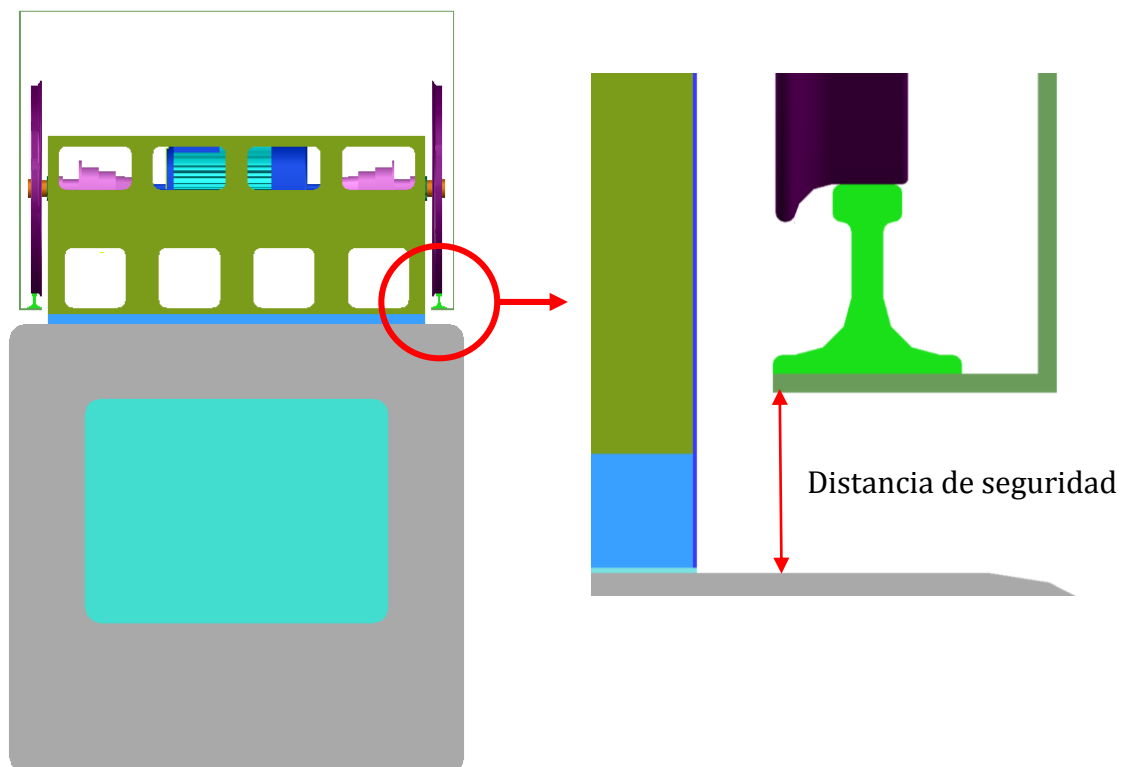


Figura 136. Detalle de la vista frontal del sistema de transporte.

La distancia de seguridad previene la disminución de altura del sistema con respecto a la caja SAFEGE debido al desgaste de la rueda o raíles.

La caja de tipo SAFEGE quedará suspendida mediante los pilares que completan la infraestructura. Estos se han modelado para la representación completa del sistema sin seguir fielmente las dimensiones de los pilares utilizados en la actualidad en este tipo de sistema de monorraíl suspendido.

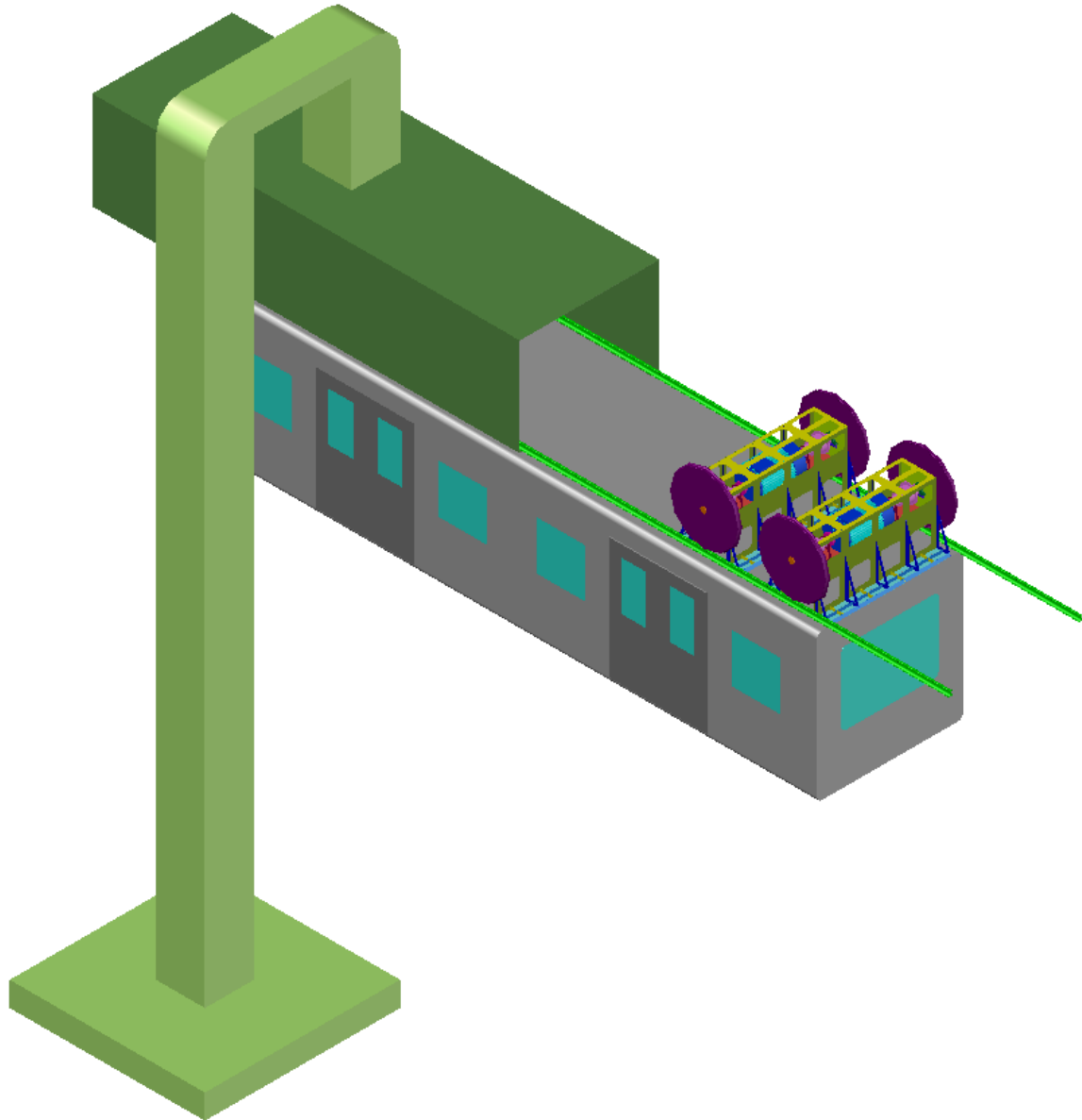


Figura 137. Modelado completo del medio de transporte desarrollado.

Por último, es importante destacar que la infraestructura mantiene una distancia suficiente (ver Figura 138) entre el pilar y la caja de pasajeros como para prevenir la interferencia entre ambas estructuras como consecuencia del balanceo de la misma o cualquier otro fenómeno que produjese el desplazamiento transversal de la caja.

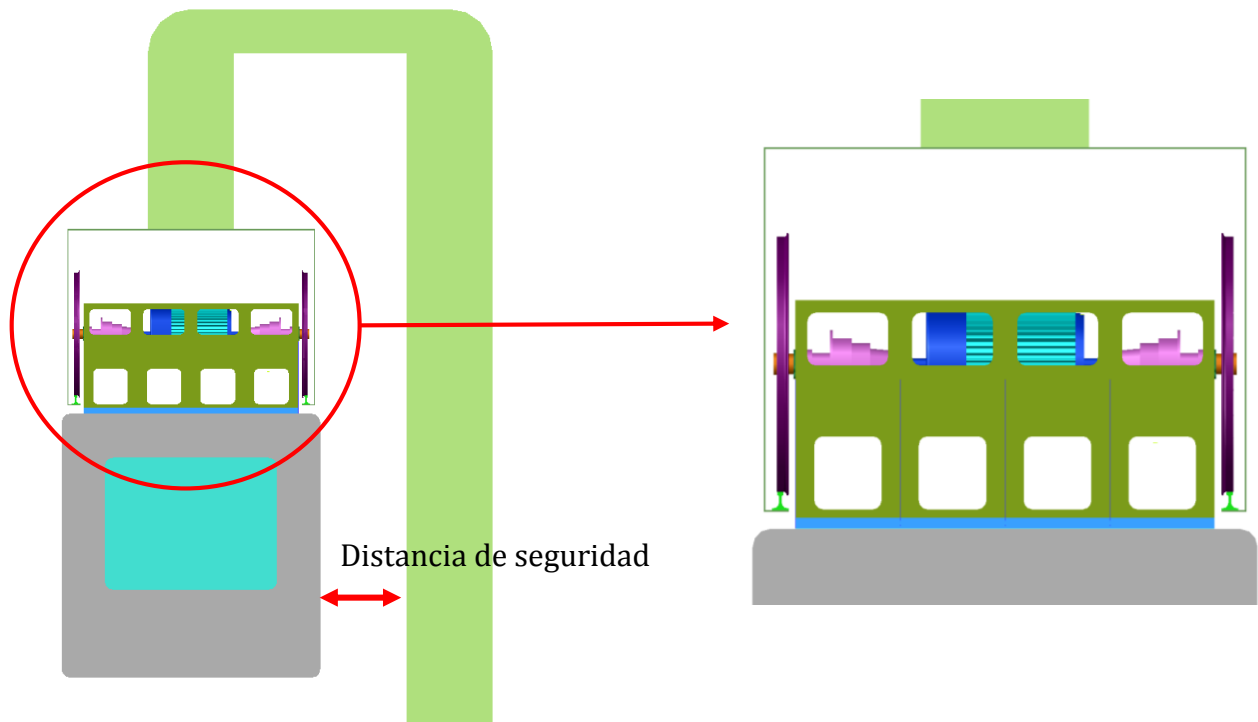


Figura 138. Detalle de la distancia entre el coche y la infraestructura.

Capítulo 10

Posibles emplazamientos

En el presente capítulo se pretende comentar los posibles emplazamientos o situaciones en las que el que un sistema de monorraíl suspendido, como el desarrollado a lo largo de Trabajo Fin de Máster, sería de especial utilidad.

- **Condiciones climatológicas adversas**

El hecho de que el sistema circule por una vía instalada en el interior de la caja tipo SAFEGE ofrece algunas ventajas, por ejemplo, proteger el sistema ante condiciones climatológicas adversas.

Un ejemplo de condiciones adversas se encuentra en el proyecto en el que está inmerso España, que concierne a la construcción del AVE de Medina a La Meca. Del terreno estudiado, un 48% son llanuras arenosas, mientras que las dunas afectan a un 5% del trazado. Las tormentas de arena o el movimiento de las dunas pueden provocar el cubrimiento de la vía, como se muestra en la Figura 139, imposibilitando la circulación del tren.



Figura 139. Tramo en construcción del AVE de Medina a La Meca (72).

Este problema, con una infraestructura como la de un monorraíl en suspensión, se podría eliminar casi por completo.

Otro ejemplo de condiciones climatológicas adversas es el opuesto, cuando la temperatura se sitúa en valores mínimos y nieva intensamente, acumulándose varios centímetros de nieve, como las que sufre el transporte ferroviario de Boston (ver Figura 140).



Figura 140. Tren bloqueado por las nevadas en Boston (73).

- **Topografía adversa**

La instalación de este tipo de sistema también resulta ventajosa cuando las condiciones del terreno son adversas y se pretende instalar un medio de transporte a través del mismo.

Un ejemplo es el que se muestra en la Figura 141, donde se precisa la construcción de infraestructuras adicionales para la instalación de la vía por la interferencia del paso de un río.



Figura 141. Ejemplo de topografía adversa (74).

Otro ejemplo podría ser un terreno montañoso, en el que adaptando la altura de los pilares a las condiciones del terreno se podría lograr que la rampa o pendiente de la vía fuera nula.

- **Ciudades congestionadas**

La instalación de un medio de transporte en ciudades desarrolladas o con gran edificación puede resultar especialmente complicada. Es evidente la dificultad que implica el instalar una vía entre las distintas barreras arquitectónicas. En el último siglo la solución más comúnmente empleada ha sido la de la construcción de un tren subterráneo, sin embargo, en caso de que el tipo de suelo no sea el adecuado o el coste de la instalación no sea asumible, un medio de transporte tal como un monorraíl (suspendido o no, como el de la Figura 142) puede ser especialmente interesante.



Figura 142. Instalación de un monorraíl en una ciudad congestionada (75).

Capítulo 11

Líneas futuras de desarrollo

A continuación se proponen algunas líneas de desarrollo futuro basándose en el presente Trabajo Fin de Máster:

- Estudio dinámico del sistema.
- Estudio de la viabilidad del sistema con varios coches concatenados.
- Estudio de la viabilidad del sistema con menos de cuatro ejes por cada coche.
- Estudio de la normativa específica aplicable a este tipo de sistema.
- Estudio de la necesidad de un sistema de suspensión primaria y/o secundaria.
- Estudio de los sistemas de seguridad y evacuación.
- Estudio de la optimización de las infraestructuras utilizadas hasta la fecha para los monorraíles suspendidos.

Capítulo 12

Conclusiones

La evolución de los monorraíles como medio de transporte a lo largo de la historia ha ido en aumento. Esto es debido, en gran medida, a las grandes posibilidades que ofrece el propio concepto, ya sea en su versión magnética, sobre una viga, o suspendido sobre ella.

Se ha realizado un estudio de los diferentes sistemas existentes, aportando una visión global que ayuda a esclarecer los puntos fuertes y débiles de cada uno, siendo prácticamente imposible decantarse por uno como el mejor. Sin embargo, la ausencia de un monorraíl dominante da sentido a la realización de propuestas de optimización que traten de mejorar los puntos débiles de los sistemas hasta ahora diseñados, como la propuesta diseñada a lo largo del Trabajo Fin de Máster.

Una vez conocido el diseño conceptual se ha procedido al estudio en detalle del mismo, seleccionando los parámetros más relevantes, como son: capacidad del sistema, masa del sistema, esfuerzo tractor necesario y sistema de tracción. Con estos parámetros es posible seleccionar el motor, las reductoras, los rodamientos y acoplamientos así como calcular el diámetro del árbol, realizando un estudio de la fatiga del mismo.

Al conocer las dimensiones de los elementos comerciales es posible abordar el análisis por el método de los elementos finitos. La unidad mínima de diseño en Abaqus es uno de los cuatro ejes de que consta el sistema.

Por último, se han obtenido los planos del sistema mediante el modelado en AutoCAD.

Del Trabajo Fin de Máster realizado se pueden extraer, además, las siguientes conclusiones:

- El estudio dinámico y la velocidad crítica no está incluida dentro del alcance del proyecto, sin embargo, el diseño del sistema puede:
 - Adaptarse a menos ejes por caja, es decir, utilizar tecnología suspendida, equivalente a la pendular (ya que el sistema es independiente)
 - Incorporar suspensiones si hay que atenuar o estabilizar el sistema. El diseño de la caja-soporte permite incorporar otros elementos.
- En el modelado del sistema en AutoCAD se ha propuesto un sistema con un solo sentido de circulación. Resulta evidente que diseñando simétricamente la estructura que mantiene en suspensión el sistema se puede obtener un medio de transporte bidireccional. De ahí se extrae como línea de investigación futura la optimización de la estructura de soporte para uno o dos sentidos de circulación, con el objetivo de mejorar las infraestructuras utilizadas hasta el momento.
- El modelo optimizado en Abaqus presenta, en la quinta modificación, zonas con posibilidad de ser optimizadas, sin embargo, la validez del coeficiente de seguridad

obtenido así como las dimensiones obtenidas, posibilitan la fabricación del modelo y la integración del mismo a los elementos comerciales con relativa facilidad.

- Al igual que los modelos existentes hasta la actualidad, la propuesta desarrollada no es la solución definitiva, se trata únicamente de los primeros pasos de un diseño distinto a lo anterior, que mejora a priori algunos puntos débiles de los sistemas estudiados (por ejemplo, es simétrico y mejora la seguridad del monorraíl de Wuppertal) pero que también empeora algunos en puntos fuertes que poseen los mismos (la velocidad máxima es menor que algunos monorraíles que circulan sobre una viga).
- La capacidad del sistema, de hasta 106 pasajeros, hacen del sistema un medio de transporte competitivo para el transporte a media o corta distancia, como ya ocurre con otros sistemas operativos hasta la fecha, por lo que en función de la situación geográfica y de la red de medios de transporte que tenga alrededor, puede resultar interesante o no la incorporación de más coches.
- El Trabajo Fin de Máster no abarca algunos aspectos importantes para una hipotética puesta del sistema, como el sistema de frenado, pero la geometría del modelo permitiría varias alternativas al respecto, por ejemplo, un freno de tipo mecánico en la parte exterior de las ruedas.

Bibliografía

1. The Monorail Society. [En línea] [Citado el: 22 de 12 de 2014.] www.monorails.org.
2. Grace's Guide. British Industrial History. [En línea] [Citado el: 26 de 12 de 2014.] http://www.gracesguide.co.uk/Henry_Robinson_Palmer.
3. Grace's Guide. [En línea] [Citado el: 26 de 12 de 2014.] <http://www.gracesguide.co.uk/images/c/cf/Im1923TimHack-SuspRail.jpg>.
4. Lerntippsammlung. [En línea] [Citado el: 29 de 12 de 2014.] <http://www.lerntippsammlung.de/Friedrich-Harkort.html>.
5. Corp, Sky Train. Sky Train Corporation (STC). [En línea] [Citado el: 2 de 1 de 2015.] http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf.
6. Merte, Jens. Merte. [En línea] [Citado el: 2 de 1 de 2015.] <http://www.merte.de/BE/berichte/be191.htm>.
7. Oobject. *9 Vintage Monorails: The Bennie Railplane, 1929 Glasgow*. [En línea] [Citado el: 4 de 1 de 2015.] <http://www.oobject.com/9-vintage-monorails/the-bennie-railplane-1929-glasgow/7848/>.
8. *The George Bennie Railplane and Hugh Fraser Airrail Systems of Transport. Transactions of the Newcomen Society*. Thwaite, Malcolm. Londres : s.n., 2004. 37-84. ISSN 0372-0187.
9. Gear wheels. The online motoring megazine. [En línea] [Citado el: 7 de 1 de 2015.] <http://www.gearwheelsmag.co.uk/images/features/railtrain-2.jpg>.
10. Gonzales, J.R. Chron. [En línea] 22 de 10 de 2008. [Citado el: 7 de 1 de 2015.] <http://blog.chron.com/bayoucityhistory/2008/10/when-monorail-came-to-houston/>.
11. Tokyo Railway Labyrinth. [En línea] 5 de 7 de 2012. [Citado el: 10 de 1 de 2015.] <http://tokyorailwaylabyrinth.blogspot.com.es/2012/07/the-ueno-zoo-line-japans-oldest.html>.
12. SAFEGE Consulting Engineers. [En línea] [Citado el: 13 de 1 de 2015.] <http://www.safege.com/en/identity-2/profile-3/history/1950s-1960s-pioneers>.
13. Chadenson, Lucien. *Suspension railway. US3059591 A* Francia, 23 de 10 de 1962.
14. New York World's Fair 1964/1965. *AMF Monorail*. [En línea] [Citado el: 15 de 1 de 2015.] <http://www.nywf64.com/amf02.shtml>.
15. The Monorail Society. [En línea] [Citado el: 17 de 1 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPindex.html>.
16. Krischer, Reinhard. The ALWEG Archives. [En línea] [Citado el: 18 de 1 de 2015.] <http://www.alweg.com/>.
17. The Monorail Society. [En línea] [Citado el: 22 de 1 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPAlweg2.html>.

18. Peter Edward Timan, Friedrich Wilhelm Honegger. *Monorail bogie having a traction/pitching control assembly*. US8316775 B2 27 de 11 de 2012.
19. Greg-vassilakos. Trains and transit projects. [En línea] [Citado el: 27 de 1 de 2015.] <http://greg-vassilakos.com/monospec/monospec.htm>.
20. The Urbanaut® Monorail Technology. [En línea] [Citado el: 5 de 2 de 2015.] <http://www.urbanaut.com/>.
21. Urbanaut. The Urbanaut® Monorail Technology. [En línea] [Citado el: 17 de 1 de 2015.] [http://www.urbanaut.com/Basic%20Principal%20and%20Technology%20\(printable\).htm](http://www.urbanaut.com/Basic%20Principal%20and%20Technology%20(printable).htm).
22. —. *Monorail System*. US 6182576 98 de 7 de 12.
23. —. Urbanaut® Bogie & Propulsion Systems. [En línea] [Citado el: 19 de 1 de 2015.] <http://www.urbanaut.com/Bogie%20and%20Propulsion%20Systems%204.htm>.
24. The Monorail Society. *Suspended - SAFEGE*. [En línea] [Citado el: 22 de 1 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPSafege.html>.
25. Monorails Australia. *Mitsubishi 'Urban Flyer' Assessment*. [En línea] [Citado el: 24 de 1 de 2015.] <http://www.monorailsaustralia.com.au/Mitsubishi-Urban-Flyer.pdf>.
26. The Monorail Society. *Siemens H-Bahn*. [En línea] [Citado el: 22 de 1 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPSiem.html>.
27. Mass Transit. [En línea] [Citado el: 25 de 1 de 2015.] <https://www.flickr.com/photos/26718763@N05/galleries/72157632350946778>.
28. MetroTram. [En línea] 29 de 1 de 2011. [Citado el: 5 de 2 de 2015.] <http://www.metrotram.it/index.php?vmcity=DUSSELDORF&vmsys=mon&ind=0&num=4&lang=eng>.
29. The Monorail Society. *Titan Global Systems*. [En línea] [Citado el: 6 de 2 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPTitan.html>.
30. Callarisa, Josep. iGuadix. *Wuppertal Schwebebahn*. [En línea] [Citado el: 20 de 2 de 2015.] <http://www.iguadix.es/content/wuppertal-schwebebahn>.
31. The Monorail Society. *Suspended - Double Flanged*. [En línea] [Citado el: 2 de 3 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/TPdoub.html>.
32. Schwebebahn. [En línea] [Citado el: 2 de 3 de 2015.] <http://www.schwebebahn.de/en/history-technology/facts-and-figures/>.
33. The Monorail Society. *Maglev*. [En línea] [Citado el: 4 de 3 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/MagMono.html>.
34. Transrapid. [En línea] [Citado el: 5 de 3 de 2015.] <http://www.transrapid.de/>.
35. Washington Note. *Shangai Envy*. [En línea] 9 de 7 de 2008. [Citado el: 5 de 3 de 2015.] http://washingtonnote.com/shanghai_envy.

36. The Monorail Society. *Transit Monorails of the World*. [En línea] [Citado el: 7 de 2 de 2015.] <http://www.monorails.org/tMspages/Where.html>.
37. Kosmo. [En línea] [Citado el: 19 de 1 de 2015.] http://www.kosmo.com.my/kosmo/content.asp?y=2008&dt=0228&pub=Kosmo&sec=Negara&pg=ne_13.htm.
38. skyTran. [En línea] [Citado el: 10 de 3 de 2015.] <http://www.skytran.us/>.
39. Anderson, J. Edward. *Switch mechanism*. US4522128 A 1985 de 6 de 11.
40. Skyweb Express. *Taxi2000*. [En línea] [Citado el: 7 de 3 de 2015.] <http://www.taxi2000.com/>.
41. System 21 ® Monobeam Technology. [En línea] [Citado el: 18 de 3 de 2015.] <http://www.futrexinc.com/features.htm>.
42. System 21® Urban Monobeam System. [En línea] 6 de 10 de 2003. [Citado el: 14 de 3 de 2015.] <http://faculty.washington.edu/jbs/itrans/sys21.htm>.
43. Wörzberger, Ralf. Wörzberger. *People Cargo Mover (pcm)*. [En línea] [Citado el: 17 de 2 de 2015.] http://woerzberger.de/picture/pdf/People-Cargo-Mover_Langfassung-EN-Stand2011-06-23.pdf.
44. Casanueva, Carlos. Ccasanueva. *La física de un eje de ferrocarril*. [En línea] 13 de 2 de 2014. [Citado el: 18 de 3 de 2015.] <https://ccasanueva.wordpress.com/2014/02/13/la-fisica-de-un-eje-de-ferrocarril/>.
45. Siemens. *Cast iron series 1LG4 with increased output. Selfventilated*. [En línea] [Citado el: 23 de 3 de 2015.] <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10139390>.
46. Siemens. *Reductores FLENDER SIP*. [En línea] [Citado el: 21 de 3 de 2015.] <http://www.siemens.com.mx/cms/mam/industry/md/reductores-de-velocidad/reductores-de-velocidad/reductore-flender-estandar/pages/reductores-flender-sip.aspx>.
47. ASME. *Engineering Standards News and Resources for Engineers*. [En línea] [Citado el: 1 de 4 de 2015.] <https://www.asme.org/>.
48. Descom. *Fórmulas para el cálculo de ejes de transmisión de fuerza*. [En línea] [Citado el: 4 de 4 de 2015.] <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/dctos/Maquinas%20y%20equipos/ejesyarboles.pdf>.
49. Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad de La Coruña. [En línea] [Citado el: 8 de 4 de 2015.] http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Propiedades_aceros.pdf.
50. Rodríguez, José L. Cortizo. *Elementos de máquinas: teoría y problemas*. Oviedo : Universidad de Oviedo, 2010. 9788483178140.
51. Esteban, Eva Marco. <http://e-archivo.uc3m.es/>. *Metodología para el análisis a ffatiga mediante el código Pro Engineer: aplicación a un eje ferroviario*. [En línea] 10 de 2010. [Citado

- el: 29 de 3 de 2015.] http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10852/PFC_EVA_MARCO.pdf?sequence=1.
52. <http://ocw.uc3m.es/>. *Fenómeno de fatiga. Área de Ingeniería Mecánica*. [En línea] [Citado el: 27 de 3 de 2015.] http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/tecnologia-de-maquinas/material-de-clase-1/fatiga_transparencias.pdf.
53. BADIOLA, V. IMAC: Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional. *Cargas variables. Diseño de Máquinas I*. [En línea] 2004. [Citado el: 2 de 4 de 2015.] http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap4.pdf.
54. SKF. SKF spherical roller bearings. [En línea] [Citado el: 17 de 3 de 2015.] http://www.skf.com/binary/56-29536/6100_EN.pdf.
55. International Railway Journal. [En línea] [Citado el: 5 de 4 de 2015.] <http://www.railjournal.com/index.php/rolling-stock/siemens-presents-new-lightweight-bogie.html>.
56. Bombardier. FLEXX Urban 3000 Bogie . [En línea] [Citado el: 1 de 4 de 2015.] <http://www.bombardier.com/content/dam/Websites/bombardiercom/supporting-documents/BT/Bombardier-Transportation-FLEXX-Urban-3000-Bogie.pdf>.
57. El Mundo del Ingeniero Mecánico. *Resistencia de Materiales*. [En línea] 17 de 11 de 2012. [Citado el: 16 de 4 de 2015.] <http://www.elmingme.com.ve/elmingme/resistenciademateriales.pdf>.
58. Universidad Tecnológica de Pereira. *Diseño de Árboles*. [En línea] [Citado el: 12 de 4 de 2015.] <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap7.pdf>.
59. IVANOV, M. N. *Elementos de Máquinas*. Moscú : s.n., 1984.
60. Renold España. *Acoplamientos*. [En línea] [Citado el: 1 de 4 de 2015.] <http://www.renold.es/Products/Couplings/Marine/MarineCouplingsIndex.asp>.
61. Steel Guru. *Propiedades del Acero AISI 1006*. [En línea] [Citado el: 7 de 4 de 2015.] <http://www.steelguru.com/>.
62. <http://www.academia.edu/>. Academia.edu. *Guías y tablas técnicas de los aceros*. [En línea] [Citado el: 6 de 4 de 2015.] http://www.academia.edu/8788828/GU%C3%8DA_Y_TABLAS_T%C3%89CNICAS_DE_LOS_ACEROS.
63. Reikine. *Soluciones en acero*. [En línea] [Citado el: 14 de 4 de 2015.] <http://www.reinike.cl/>.
64. Universitat de Valencia. *Fuerza de una masa de fluido en movimiento*. [En línea] [Citado el: 16 de 3 de 2015.] <http://www.uv.es/~navasqui/aero/Fuerza.pdf>.
65. HGF. *Low and High Voltage High Performance. Electric Motor Range*. [En línea] [Citado el: 18 de 4 de 2015.] <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-hgf-low-and-high-voltage-high-performance-electric-motor-range-broa017-brochure-english.pdf>.

66. Ingemecánica. *Cálculo mecánico de las uniones soldadas*. [En línea] [Citado el: 19 de 4 de 2015.] http://ingemecanica.com/tutoriales/tutorialesdelasemana/Tutorial_N46_2011.pdf.
67. Universidad Politécnica de Valencia. *Criterios para el dimensionamiento de las uniones soldadas en estructuras de acero en edificación*. [En línea] [Citado el: 16 de 4 de 2015.] <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/7816/calculo-uniones-soldadas.pdf>.
68. International Institute of welding. [En línea] [Citado el: 28 de 4 de 2015.] <http://www.iiwelding.org/Pages/Default.aspx>.
69. Universidad de las Américas Puebla (UDLAP) . *Colección de Tesis digitales*. [En línea] [Citado el: 7 de 4 de 2015.] http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/tzopitl_t_ma/capitulo6.pdf.
70. Instituto Técnico de la Estructura en Acero. *Diseño de uniones*. [En línea] [Citado el: 16 de 4 de 2015.] http://www.uclm.es/area/ing_rural/Acero/Textos/TOM013.pdf.
71. Ingemecánica. *Diseño y cálculo de las uniones atornilladas*. [En línea] [Citado el: 22 de 4 de 2015.] <http://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn32.html#seccion7>.
72. El País. [En línea] 1 de 2 de 2015. [Citado el: 2 de 5 de 2015.] http://economia.elpais.com/economia/2015/01/31/actualidad/1422727262_607458.html.
73. Vive USA . [En línea] [Citado el: 2 de 5 de 2015.] <http://www.viveusa.mx/articulo/2015/02/16/destinos/video-nieve-pelea-con-tren-en-boston>.
74. <http://www.torange-es.com>. [En línea] [Citado el: 2 de 5 de 2015.] <http://www.torange-es.com/Architecture/bridges/El-puente-El-tren-1893.html>.
75. Wikimedia. [En línea] [Citado el: 2 de 5 de 2015.] http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/48/Chiba_Urban_Monorail_Line_1.jpg.

Anexos

Figuran como anexos dos planos normalizados del modelo desarrollado a lo largo del Trabajo Fin de Máster, indicando las medidas y elementos principales que componen el sistema.